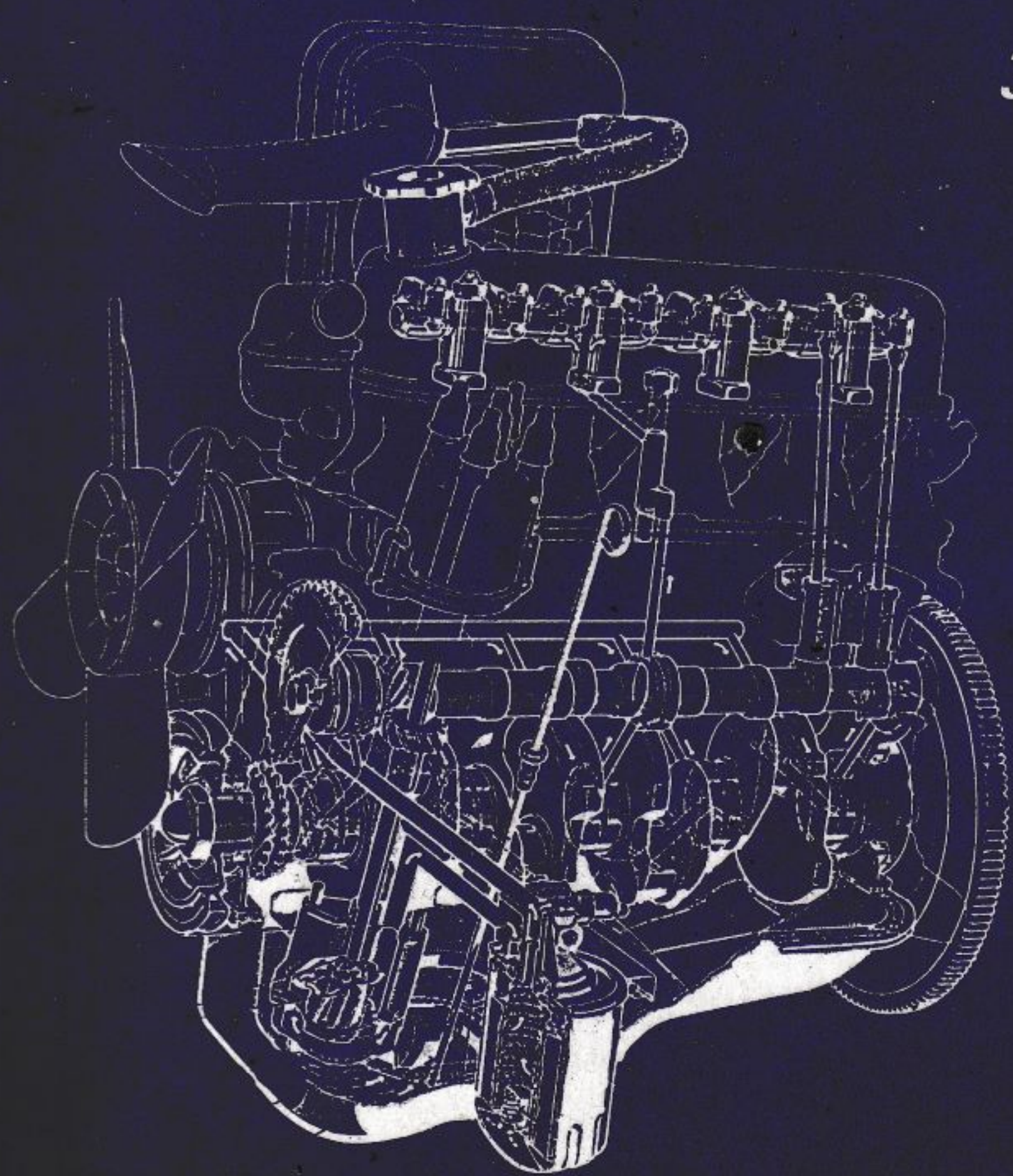
MOTORES ENDOTERMICOS

DANTE GIACOSA



3ª EDICION

editorial dossat, s.a.

MOTORES ENDOTERMICOS

Por DANTE GIACOSA

3ª EDICION

Esta tercera edición pone nuevamente de manifiesto el interés del autor en proceder a una constante revisión del texto, ya sea para lograr una mejor exposición de la materia anteriormente tratada, ya para recoger los progresos alcanzados en el estudio y la construcción de los motores endotérmicos.

El libro está dividido en cinco partes, y contiene además un apéndice.

La primera parte se consagra al estudio termodinámico de los motores; la segunda, al de los problemas mecánicos con él relacionados.

La necesidad de proporcionar al estudioso una más extensa y completa información sobre los problemas termodinámicos y mecánicos ha inducido al autor à ampliar el estudio teórico de la cuestión, y ayudar además a profundizar en el conocimiento de los motores alternativos y a afrontar el estudio de los problemas de los turbomotores y de los motores a reacción.

Para su mejor comprensión ha reunido en la segunda parte los temas relativos a la distribución y la vibración.

Las partes tercera y cuarta contienen aquella información eminentemente descriptiva capaz de proporcionar el necesario conocimiento de los principales tipos de motores alternativos. Ofrece, además, una serie de datos que permiten resolver los problemas teóricos, así como facilitar la comprensión de los conceptos fundamentales.

La tercera parte, dedicada a los motores de encendido por chispa, describe el estado actual de la combustión en sus manifestaciones normales y anormales. En los restantes capítulos, el autor ha introducido las correspondientes ampliaciones, dado el rápido desenvolvimiento técnico experimentado en este campo.

La cuarta parte está reservada al estudio de los motores de encendido espontáneo. La quinta, comprende el de las turbinas y motores llamados rotativos, hacia los cuales se ha visto renovado el interés en estos últimos años.

Finalmente se consagra un capítulo, muy ampliado en esta edición, al motor Wankel.

En el apéndice aparecen descritos los más importantes aparatos de medición y pruebas utilizados en el laboratorio para los motores endotérmicos.

En resumen, este libro es sumamente útil y adecuado para la enseñanza en escuelas técnicas y como obra de consulta para cuantos desarrollan sus actividades en el manejo y la reparación o construcción de los motores de combustión interna.

HERMANN LANGGUTH

M. R. LOSA LIBROS TECNICOS
Colonia 1551/53 - tel. 41.29.05 - Montevideo

MOTORES ENDOTÉRMICOS

Dr. Ing. DANTE GIACOSA

MOTORES ENDOTERMICOS

MOTORES DE ENCENDIDO POR CHISPA:
DE CARBURACION Y DE INYECCION

MOTORES DE ENCENDIDO POR COMPRESION
DIESEL, LENTOS Y VELOCES

MOTORES ROTATIVOS - TURBINAS DE GAS

TEORIA - CONSTRUCCION - PRUEBAS

Con 597 figuras - 145 diagramas - XIX tablas

TERCERA EDICION

editorial dossat, s.a.
Madrid: Plaza Santa Ana, 9
BARCELONA - CARACAS - RIO DE JANEIRO - MEXICO -
LISBOA - BUENOS AIRES

Título original:

Motori endotermici

Editore Ulrico Hoepli - Milano

Versión española por

José González-Vallés Sánchez

Teniente Coronel del Cuerpo de Máquinas de la Armada

Adaptada a la undécima edición italiana

por

Juan J. Garrido Ibáñez

© ULRICO HOEPLI, EDITORE
MILAN, ITALIA.
© EDITORIAL DOSSAT, S. A.
Plaza de Santa Ana, 9
MADRID-12 (España)

I.S.B.N.: 84-237-0382-7

Dep. Legal: M - 34723 - 1986

IMPRESO EN ESPAÑA/PRINTED IN SPAIN

Gráficas REYMASA - Avda. de la Industria, 23 - ALCOBENDAS (Madrid)

NOTA DEL TRADUCTOR A LA PRIMERA EDICIÓN

Varios años en la Escuela de Especialidades del Cuerpo de Máquinas como Profesor de Motores me han obligado a consultar numerosos libros sobre la materia para cubrir las enseñanzas correspondientes al programa de los cursos. Entre los muchos libros existentes ha sido el de Dante Giacosa, con gran diferencia, el más utilizado para el estudio y confección de apuntes, y que no ha figurado como texto oficial por no estar en castellano. La exposición clara y precisa, muy competente y eminentemente didáctica, con un dominio completo de la materia, hacen del libro un magnífico texto para la enseñanza.

La actual edición está ampliamente corregida y aumentada respecto a las anteriores, como de manera clara ya expone el autor en su prólogo.

Con el ánimo de que sirva de texto en la Escuela de Especialidades abordé la labor de su traducción al castellano procurando, con la experiencia recogida a lo largo de muchos años de Profesor y vida profesional en buques con motores de C. I., emplear la terminología correcta, poco unificada en los diversos libros que sobre la materia hay en castellano, sobre todo en los de origen extranjero. Se ha evitado el hacer llamadas aclaratorias con notas del traductor. Respetando siempre la idea del autor, se han corregido algunos párrafos en su terminología o exposición para adaptarlos mejor al lector español, cuidando de emplear los términos técnicos adecuados en cada caso.

El libro tendrá gran aceptación en el mundo de habla hispánica, especialmente como libro de enseñanza en escuelas técnicas e igualmente como libro de consulta (totalmente al día), para todos aquellos cuyas actividades se desarrollan en el manejo, reparación o construcción de los motores de C. I.

J. GONZÁLEZ-VALLÉS

PRÓLOGO

Llamado a completar la colección de los volúmenes Hoepli para los Institutos Técnicos Industriales, me ha dejado perplejo en primer lugar el pensar que otros, en contacto más estrecho con la enseñanza, podrían abordar mejor la tarea de poner a la juventud en condiciones de satisfacer las exigencias de la industria. Sin embargo, olvidando mi preocupación, me dediqué a la redacción de este volumen con la intención de llevar a la enseñanza un poco de sentido práctico, de adhesión al progreso y de aquel soplo vital de los talleres que se adquiere desarrollando la propia actividad en una gran industria.

Por ello, dentro de los límites posibles, he intentado dar al desarrollo de la materia un sentido eminentemente práctico, que en la primera edición alcanzó una notable aceptación; en las ediciones siguientes ha sido mi constante afán mantener al día en todo lo posible aquellas partes más afectadas por el incesante progreso de la técnica motorística.

Con ocasión de la novena edición italiana he procedido a una completa revisión y modificación del texto, tanto para alcanzar una mejor exposición de la materia tratada anteriormente como para añadir las novedades debidas a la evolución y progreso verificados en estos últimos años en el estudio y construcción de los motores endotérmicos.

El libro está subdividido en cinco partes y además comprende un apéndice.

La primera parte considera el estudio termodinámico de los motores y la segunda el estudio de los problemas mecánicos que les afectan. La necesidad de suministrar al estudiante una aclaración más completa de los problemas termodinámicos y mecánicos me indujo a la ampliación del estudio teórico, con vistas a preparar al estudiante para profundizar en el conocimiento de los motores alternativos y para afrontar los problemas de los turbomotores y de los motores de propulsión a reacción.

Para una mejor sistemática he reunido en la segunda parte los temas relativos a la distribución y a las vibraciones. La extensión que se ha dado a la primera y segunda partes ha aumentado el volumen respecto a las primeras ediciones. Quizá pareciera conveniente no aumentar la extensión total de la obra reduciendo para ello las partes descriptivas, pero he pensado que, de hacerlo así, habría desilusionado la esperanza de aquellos que están interesados sobre todo en estos aspectos, y por ello no he realizado ninguna reducción.

La tercera y la cuarta partes reúnen, por tanto, otra vez las explicaciones eminentemente descriptivas, adecuadas para proporcionar un conocimiento suficiente de los principales tipos de motores alternativos; y presentan además un conjunto de datos que sirven para aclarar los problemas teóricos, así como para facilitar la comprensión de los conceptos fundamentales.

La tercera parte, dedicada a los motores de encendido por chispa, ofrece un análisis puesto al día de la combustión, en sus manifestaciones normales y anormales. En los otros capítulos se han introducido modificaciones que se hacen necesarias debido a la evolución particularmente activa en este campo.

La cuarta parte está dedicada a los motores de encendido espontáneo.

La quinta parte comprende las turbinas y motores llamados rotativos, de los que se ha vuelto a hablar en estos últimos años. Un capítulo está dedicado al motor Wankel.

En el apéndice se describen los aparatos de mayor importancia entre los numerosos ideados para la medición e investigación en laboratorio dentro del campo de los motores endotérmicos.

Los datos experimentales, así como los valores numéricos relacionados en las tablas, se basan en la actual producción, particularmente en la italiana.

Cerrando esta breve introducción, siento el deber de recordar con gratitud al Prof. Vittorio Valletta que, como Presidente de la Fiat, tanta parte tuvo en el desarrollo del automóvil en Italia, y puso a mi disposición los medios de información, la extensa cosecha de experiencias, de descubrimientos y genialidades inventivas que forman el patrimonio técnico y cultural de la gran fábrica de Turín.

Deseo también expresar mi agradecimiento al actual Presidente de la Fiat, señor Gianni Agnelli, y al Ingeniero Gaudenzio Bono, Administrador Delegado y Director General, los cuales, extremadamente sensibles a los problemas de la Escuela, animan con entusiasmo cualquier actividad que pueda ofrecer a la Escuela desarrollos adecuados a las necesidades de la vida moderna.

Un cálido y especial agradecimiento dirijo a los óptimos colaboradores que, con paciente diligencia, me han ayudado en la labor de revisión y en el control de las voces.

D. GIACOSA

ÍNDICE GENERAL

PRIMERA PARTE

ESTUDIO GENERAL DE LOS MOTORES ALTERNATIVOS

CAPÍTULO PRIMERO

INTRODUCCIÓN AL ESTUDIO DE LOS MOTORES ALTERNATIVOS

(Figuras 1 a 13)

I.1. Conceptos fundamentales 3
I.2. Esquema y nomenclatura 5
I.3. Ciclos operativos: De 4 y de 2 tiempos 8
I.4. Clasificación de los motores alternativos 12
I.5. El motor de encendido de chispa 14
I.6. El motor de encendido por compresión 16
I.7. Diferencias principales entre los motores de encendido por chispa y encendido por compresión 18
I.8. Velocidad y carga del motor alternativo 19

CAPÍTULO II

REPASO DE TERMODINAMICA

(Figuras 14 a 24)

II.1. Energía. Trabajo. Calor, ... 21
II.2. Principio de equivalencia o primer principio de la termodinámica 22
II.3. Estados termodinámicos y transformaciones 23
II.4. Sistemas de flujo continuo y sistemas sin flujo 24
II.5. Ecuación de la energía aplicada a los motores endotérmicos. 26
II.6. El trabajo en el diagrama *p-v* 28
II.7. Entropía y calor en el diagrama *T-S* 30
II.8. Calores específicos 31
II.9. Los gases perfectos 33
II.10. Relaciones de los gases perfectos 34
II.11. Transformaciones de los gases perfectos 36
II.12. Ciclos térmicos 40

CAPÍTULO III

CICLOS TEÓRICOS DE LOS MOTORES ALTERNATIVOS

(Figuras 25 a 33)

III.1. Ciclos teóricos y ciclos reales 45
III.2. Análisis de un ciclo y su rendimiento térmico 47
III.3. El ciclo Otto teórico 49
III.4. Ciclo Diesel teórico 52
III.5. Ciclo mixto de Sabathé 55
III.6. Comparación entre los tres ciclos teóricos 58
III.7. Presión media de un ciclo 61
III.8. Valores del exponente para las politrópicas 62
III.9. Ejemplo de cálculo para un ciclo teórico Otto de aire . . 62
III.10. Ejemplo de ciclo Otto casi práctico 63

CAPÍTULO IV

CICLOS REALES. DIAGRAMAS DE PRESIÓN

(Figuras 34 a 45)

IV.1. Ciclo indicado y presión media indicada 66
IV.2. Diferencia entre los ciclos Otto real y teórico 69
IV.3. Diferencia entre el ciclo Diesel real y teórico 72
IV.4. Examen del diagrama indicado 74
IV.5. Diagrama de las presiones en función del desplazamiento angular del eje para un motor de 4 tiempos 77
IV.6. Diagrama indicado en función del ángulo de la manivela para un motor de 2 tiempos 80
IV.7. Ciclo indicado previsto 82

CAPÍTULO V

COMBUSTIBLES

(Figuras 46 a 58)

V.1. Generalidades 85
V.2. Los componentes de los combustibles derivados del petróleo. 87
V.3. Poder antidetonante de los carburantes. Número de octano. 89
V.4. Aditivos antidetonantes 91
V.5. Facilidad de ignición de los petróleos. Número de cetano. 92
V.6. Volatilidad, tensión de vapor y calor de vaporización . . 95
V.7. Peso específico y poder calorífico 97
V.8. Otras características 99
V.9. Producción comercial de combustible 101

CAPÍTULO VI

TRANSFORMACIONES DEL FLUIDO OPERANTE Y REQUERIMIENTOS DEL MOTOR

(Figuras 59 a 62)

VI.1. Composición del fluido operante 107
VI.2. El aire atmosférico 107
VI.3. Cantidad de aire necesaria para la combustión. Relación estequiométrica 108
VI.4. La disociación 110
VI.5. Calor total desarrollado en la combustión y tonalidad térmica. 110
VI.6. Formación de la mezcla aire-combustible 112
VI.7. Requerimiento del motor de encendido por chispa . . . 113
VI.8. Requerimiento del motor de encendido por compresión . 116

CAPÍTULO VII

CÁLCULO DE LA POTENCIA — RENDIMIENTO — BALANCE TÉRMICO

(Figuras 63 a 68)

VII.1. Potencia indicada 120
VII.2. Potencia efectiva o potencia al freno 121
VII.3. Potencia absorbida por las resistencia pasivas y rendimiento mecánico 123
VII.4. Presión media efectiva 125
VII.5. Rendimientos 126
VII.6. Balance térmico 128

CAPÍTULO VIII

LA REFRIGERACIÓN

(Figuras 69 a 75)

VIII.1. Objeto de la refrigeración 131
VIII.2. Cálculo de la cantidad de calor que se ha de disipar . . 132
VIII.3. Refrigeración por agua. Sistemas usados 135
VIII.4. Circulación forzada. 136
VIII.5. Circulación por termosifón 137
VIII.6. Refrigeración por aire 138
VIII.7. Regulación de la refrigeración 142

CAPÍTULO IX

LUBRICACIÓN Y LUBRICANTES

(Figuras 76 a 79)

IX.1. Objeto de la lubricación 144
IX.2. Cómo se realiza la lubricación 145
IX.3. Características de los lubricantes concernientes a su empleo en el motor 148
IX.4. Origen y particularidades de los lubricantes comerciales. 152
IX.5. Clasificación de los lubricantes 154
IX.6. Consideraciones sobre el uso de los lubricantes 155
IX.7. Sistemas de lubricación 156

CAPÍTULO X

EL TRABAJO DEL MOTOR Y FACTORES QUE LO INFLUYEN

(Figuras 80 a 99)

X.1. Curvas características 158
X.2. Rendimiento volumétrico 160
X.3. Tiempo de abertura de las válvulas y su influencia sobre el rendimiento volumétrico 162
X.4. Influencia de la velocidad del gas y de los tiempos de abertura de la válvula sobre la curva de potencia . . . 166
X.5. Pérdida de potencia por causa de las resistencias pasivas. 171
X.6. El consumo específico de los motores de 4 tiempos de encendido de chispa 174
X.7. El consumo específico de los motores de encendido por compresión 177
X.8. Relación entre la potencia y las condiciones atmosféricas. 180
X.9. Sobrealimentación 182
X.10. Velocidad media del pistón 183
X.11. Relación carrera: diámetro 184
X.12. Dimensiones del cilindro 186
X.13. Número de revoluciones 188
X.14. Número y disposición de los cilindros 189
X.15. Estabilidad de funcionamiento del motor 190
X.16. Regulación y reguladores 193
X.17. Resumen de las variables que influyen sobre el trabajo . . 195

SEGUNDA PARTE

LA MECÁNICA DE LOS MOTORES ALTERNATIVOS

CAPÍTULO XI

TRANSFORMACIÓN DEL MOVIMIENTO ALTERNATIVO EN MOVIMIENTO CIRCULAR CONTINUO

(Figuras 100 a 120)

XI.1. Movimiento del pistón 201
XI.2. Velocidad del pistón 203
XI.3. Aceleración del pistón 206
XI.4. Masas dotadas de movimiento alterno y masas circulares. 208
XI.5. Fuerzas alternas de inercia 209
XI.6. Diagrama de las fuerzas resultantes 211
XI.7. Diagrama del par motor 213
XI.8. Reparto de los ciclos en los motores pluricilíndricos . . 217
XI.9. El volante 218
XI.10. Consideraciones sobre la relación λ 223
XI.11. Motor descentrado 223
XI.12. Sistemas particulares biela-manivela 229

CAPÍTULO XII

EQUILIBRADO

(Figuras 121 a 143)

XII.1. Acciones internas sobre la estructura del motor. Par de reacción 231
XII.2. Vibraciones del motor 233
XII.3. Equilibrado del eje cigüeñal 234
XII.4. Equilibrado de la fuerza alterna de primer orden . . . 238
XII.5. Fuerza alterna de segundo orden 240
XII.6. Orden de encendido 242
XII.7. Estudio del equilibrado del motor en algunos casos particulares 243
XII.8. Motor monocilindrado de 4 y de 2 tiempos 245
XII.9. Motores de 2 cilindros en línea y de 4 tiempos 246
XII.10. Motores de 4 cilindros en línea y de 4 tiempos 247
XII.11. Motores de 6 cilindros en línea y de 4 tiempos 249
XII.12. Motores de 8 cilindros en V de 90° y de 4 tiempos . . . 250
XII.13. Motores en simple estrella 254
XII.14. Motores en doble estrella 255

CAPÍTULO XIII

VIBRACIONES DE TORSIÓN Y DE FLEXIÓN

(Figuras 144 a 153)

XIII.1. Oscilaciones propias de torsión de un sistema con dos volantes 257
XIII.2. Oscilaciones propias de torsión de un sistema con volantes. 260
XIII.3. Oscilaciones de torsión del eje cigüeñal 264
XIII.4. Excitación de las oscilaciones de torsión del eje cigüeñal. 266
XIII.5. Medios para amortiguar las oscilaciones de torsión . . . 267
XIII.6. Oscilaciones propias de flexión del eje cigüeñal . . . 269

CAPÍTULO XIV

LA DISTRIBUCIÓN

(Figuras 154 a 187)

XIV.1. Introducción 274
XIV.2. Funcionamiento de las válvulas. Disposición y esquemas de accionamiento 276
XIV.3. Sección de paso a través de la válvula 278
XIV.4. Velocidad media del gas a través de la válvula 281
XIV.5. Camones, taqués, balancines 282
XIV.6. Trazado del perfil 285
XIV.7. Diagramas de la alzada, velocidad, aceleración 286
XIV.8. Carga del muelle 288
XIV.9. Huelgo entre la válvula y los órganos de mando 289
XIV.10. La distribución de los motores de 2 tiempos 294
XIV.11. El barrido 296
XIV.12. Rendimiento del barrido en los motores de 2 tiempos . . 300

CAPÍTULO XV

LOS CAMONES Y LA CADENA CINEMATICA DE LA DISTRIBUCIÓN

(Figuras 188 a 205)

XV.1. Premisa 304
XV.2. Camón de arco de círculo para taqué con platillo. . . . 305
XV.3. Camón de arcos de círculos y flancos rectilíneos para taqué de rolete 307
XV.4. Camón para taqué de plato obtenido partiendo de un determinado diagrama de la aceleración 310
XV.5. El movimiento real de la válvula comparado con el movimiento definido por el camón 316
XV.6. Movimiento oscilatorio que en regímenes elevados puede influir el de la válvula 318

XV.7. Consideraciones, durante el proyecto, de los factores que influyen el movimiento oscilatorio 320
XV.8. Análisis del movimiento de la válvula según el esquema de un grado de libertad 322
XV.9. Efectos sobre la regularidad del movimiento de la válvula de algunos tipos de diagramas teóricos 325
XV.10. Particularidades respecto al muelle de la válvula . . . 326

TERCERA PARTE

MOTORES DE ENCENDIDO POR CHISPA

CAPÍTULO XVI

LA COMBUSTIÓN DE LOS MOTORES DE ENCENDIDO POR CHISPA

(Figuras 206 a 214)

XVI.1. Combustión normal 333
XVI.2. Velocidad de propagación de la llama 334
XVI.3. Factores que influyen en la velocidad de la llama . . . 335
XVI.4. Variaciones de la presión durante la combustión . . . 336
XVI.5. Combustiones anormales 338
XVI.6. Encendido superficial 339
XVI.7. La detonación 340
XVI.8. Variables que influyen en la detonación 343
XVI.9. Adelanto del encendido 344
XVI.10. La cámara de combustión 346
XVI.11. Características de las principales cámaras 349

CAPÍTULO XVII

LA CARBURACIÓN

(Figuras 215 a 249)

XVII.1. El sistema de alimentación 352
XVII.2. Principios de funcionamiento del carburador 356
XVII.3. Cómo se regula la relación de la mezcla 358
XVII.4. Arranque en frío y marcha al mínimo 360
XVII.5. Dispositivos para la aceleración; economizadores . . . 364
XVII.6. Diversos tipos de carburadores; dimensiones 365
XVII.7. Carburadores especiales 369
XVII.8. Conductos de admisión 371
XVII.9. El carburador en los motores de aviación 375
XVII.10. Carburadores de inyección 376
XVII.11. Instalación del carburador en los motores sobrealimentados. 378
XVII.12. Alimentación con gas metano 378
XVII.13. Alimentación con gases licuados 381
XVII.14. Gasógenos 384

CAPÍTULO XVIII

EL ENCENDIDO

(Figuras 250 a 268)

XVIII.1. Sistemas de encendido 387
XVIII.2. Inducción electromagnética 383
XVIII.3. Autoinducción 389
XVIII.4. Inducción mutua 389
XVIII.5. Composición de los dispositivos de encendido. Encendido por magneto 389
XVIII.6. Encendido por batería Delco 394
XVIII.7. Comparación y aplicaciones de los dos sistemas de encendido 396
XVIII.8. Volante generador magneto 397
XVIII.9. Bujías 398
XVIII.10. Batería 401
XVIII.11. Entretenimiento de la batería al plomo 403

CAPÍTULO XIX

ÓRGANOS PRINCIPALES DE LOS MOTORES DE ENCENDIDO POR CHISPA

(Figuras 269 a 321)

XIX.1. Cilindros 406
XIX.2. Culatas 411
XIX.3. Bancada 413
XIX.4. Pistones y aros 416
XIX.5. Biela 421
XIX.6. Eje de cigüeñales 424
XIX.7. El mecanismo de la distribución 429

CAPÍTULO XX

GRUPOS AUXILIARES

(Figuras 322 a 354)

XX.1. Órganos de refrigeración. Bomba de agua 438
XX.2. Radiadores 442
XX.3. Ventiladores. Termostatos 447
XX.4. Circulación del aceite lubricante 449
XX.5. Bomba de aceite. Filtros 452
XX.6. El arranque del motor 457
XX.7. Arranque directo y arranque por inercia 459
XX.8. Arranque con aire comprimido 464

CAPÍTULO XXI

MOTORES DE 2 TIEMPOS Y MOTORES DE ALIMENTACIÓN POR INYECCIÓN

(Figuras 355 a 362)

XXI.1. Consideraciones sobre los motores de 2 tiempos 466
XXI.2. Comparación entre el motor de 2 tiempos y el de 4 tiempos. 469
XXI.3. Motores de inyección de gasolina 470
XXI.4. Motores policarburantes de E.B. 474

CAPÍTULO XXII

CARACTERÍSTICAS DE LOS MOTORES DE ENCENDIDO POR CHISPA

(Figuras 363 a 384)

XXII.1. Motores para motovehículos 478
XXII.2. Motores para automóviles 481
XXII.3. Motores de aviación alternativos 492

CUARTA PARTE

MOTORES DE ENCENDIDO POR COMPRESIÓN

CAPÍTULO XXIII

NOCIONES GENERALES

(Figuras 385 a 390)

XXIII.1. Clasificación 507
XXIII.2. Comparación entre motores Diesel rápidos y los motores de encendido por chispa 509
XXIII.3. Comparación entre los motores Diesel de 4 y de 2 tiempos. 510
XXIII.4. Esquemas de motores Diesel 512
XXIII.5. Motores lentos de doble efecto 516
XXIII.6. Motores de cabeza caliente 517

CAPÍTULO XXIV

LA COMBUSTIÓN EN EL MOTOR DE E.C.

(Figuras 391 a 402)

XXIV.1. El proceso de combustión en los motores de E.C. . . . 519
XXIV.2. El «picado» en el motor de E.C. 521
XXIV.3. Variables que influyen el retraso al desarrollo 523
XXIV.4. Consideraciones sobre el funcionamiento de los motores Diesel 525
XXIV.5. Cámaras de combustión y sus características principales. 526

XXIV.6. Cámara de combustión de inyección directa 527
XXIV.7. Cámara de precombustión o antecámara; antecámara de elevada turbulencia 532
XXIV.8. Cámara de acumulación 535
XXIV.9. Comparación entre los diversos tipos de cámara 536

CAPÍTULO XXV

INYECCIÓN Y REGULACIÓN

(Figuras 403 a 430)

XXV.1. Funciones y requisitos del aparato de inyección . . . 539
XXV.2. Inyección mecánica e inyección neumática 540
XXV.3. Aparatos de inyección mecánica 542
XXV.4. Principales sistemas de dosificación de combustibles . . 546
XXV.5. Bomba de émbolo rotativo 547
XXV.6. Bomba con válvula de derrame 552
XXV.7. El inyector 554
XXV.8. El inyector-bomba 557
XXV.9. La inyección de gasolina 559
XXV.10. Sistemas de regulación automática 561
XXV.11. Inyección neumática 566

CAPÍTULO XXVI

ÓRGANOS PRINCIPALES DE LOS MOTORES DE ENCENDIDO POR COMPRESIÓN

(Figuras 431 a 460)

XXVI.1. Órganos principales de los motores rápidos 569
XXVI.2. Órganos principales de los motores medios 572
XXVI.3. Estructura fija de los motores lentos (bancada-bastidores-cilindro-camisa-culata) 574
XXVI.4. Órganos del sistema biela-manivela en los motores lentos (pistón-vástago y cruceta-biela-eje-cojinetes) 580
XXVI.5. Órganos de la distribución de los motores lentos (válvulas-accionamientos-bombas de barrido-válvulas de barrido) . . 585

CAPÍTULO XXVII

ÓRGANOS AUXILIARES DE LOS MOTORES DE ENCENDIDO POR COMPRESIÓN

(Figuras 461 a 469)

XXVII.1. Órganos auxiliares de los motores rápidos y medios . . . 589
XXVII.2. Grupos de refrigeración de los motores lentos (circuitos de refrigeración-bombas-refrigerantes) 590
XXVII.3. Grupos para la lubricación de los motores lentos . . . 592
XXVII.4. Grupos para el arranque de los motores lentos 594
XXVII.5. Órganos para la inversión de marcha 595

CAPÍTULO XXVIII

LA SOBREALIMENTACIÓN DE LOS MOTORES DE ENCENDIDO POR COMPRESIÓN

(Figuras 470 a 488)

XXVIII.1. Objeto y ventaja de la sobrealimentación 599
XXVIII.2. Sistemas de sobrealimentación y su aplicación 601
XXVIII.3. Compresores volumétricos 604
XXVIII.4. Turbocompresores 608
XXVIII.5. Sobrealimentación de los motores de 2 tiempos 610
XXVIII.6. Resultados que pueden obtenerse con la sobrealimentación. 613

CAPÍTULO XXIX

CARACTERÍSTICAS DE LOS MOTORES DE ENCENDIDO POR COMPRESIÓN EN RELACIÓN A SU EMPLEO

(Figuras 489 a 511)

XXIX.1. Motores para autovehículos industriales 616
XXIX.2. Motores para tracción agrícola 620
XXIX.3. Motores para tracción ferroviaria 625
XXIX.4. Motores para aplicación marina 630
XXIX.5. Motores para instalaciones fijas 638

QUINTA PARTE

TURBINAS DE GAS — MOTORES ROTATIVOS

CAPÍTULO XXX

LA TURBINA — NOCIONES GENERALES Y CICLOS

(Figuras 512 a 516)

XXX.1. La turbina de combustión a presión constante 643
XXX.2. La turbina de combustión a volumen constante . . . 644
XXX.3. Ciclo teórico de la turbina de combustión a presión constante 645
XXX.4. Rendimiento térmico ideal 646
XXX.5. Rendimiento del ciclo real 648
XXX.6. Cálculo del ciclo de la turbina de combustión 649

CAPÍTULO XXXI

ÓRGANOS PRINCIPALES DE LA TURBINA DE GAS

(Figuras 517 a 533)

XXXI.1. El compresor centrífugo 655
XXXI.2. El compresor axial 657
XXXI.3. Las cámaras de combustión 660
XXXI.4. Sistema de alimentación del combustible 661
XXXI.5. La turbina 663
XXXI.6. Intercambiador de calor 666
XXXI.7. Los materiales 666
XXXI.8. Órganos auxiliares 668

CAPÍTULO XXXII

APLICACIONES DE LAS TURBOMAQUINAS

(Figuras 534 a 553)

XXXII.1. La turbina de gas como unidad motriz terrestre y marítima. 670
XXXII.2. La turbina de combustión interna como motor de reacción. Turborreactores o motores a chorro 675
XXXII.3. Turborreactor de doble flujo o turboventilador 681
XXXII.4. Turbina de gas para los aviones accionados con hélice. Turbohélices 682
XXXII.5. Motor compuesto 683

CAPÍTULO XXXIII

MOTORES ROTATIVOS

(Figuras 554 a 571)

XXXIII.1. Premisa 686
XXXIII.2. Tipos de máquinas con pistón rotativo 687
XXXIII.3. Principios de funcionamiento de las máquinas trocoidales. 691
XXXIII.4. Cilindrada de los motores con pistones rotativos . . . 700
XXXIII.5. Descripción del motor rotativo NSU-Wankel 704
XXXIII.6. Sistema de estanqueidad y perfil correcto del estator . . 707
XXXIII.7. Resultado del motor Wankel 712

APÉNDICE

PRUEBAS DE LOS MOTORES ENDOTÉRMICOS

CAPÍTULO XXXIV

PRUEBAS EXPERIMENTALES, MEDIDA DE LA POTENCIA, CONSUMO Y RENDIMIENTO

(Figuras 572 a 589)

XXXIV.1. Pruebas experimentales y pruebas de aceptación . . . 715
XXXIV.2. Medida de la potencia al freno 717
XXXIV.3. Frenos hidráulicos 718
XXXIV.4. Frenos eléctricos 723
XXXIV.5. Frenos aerodinámicos 727
XXXIV.6. Medida del consumo 728
XXXIV.7. Rendimientos 730
XXXIV.8. Medida de la potencia y del empuje de la turbina a gas . 731
XXXIV.9. Pruebas de las turbinas de gas 733

CAPÍTULO XXXV

MEDIDAS DE LAS PRESIONES — EXAMEN DE LOS GASES DE ESCAPE. MEDIDA DEL NÚMERO DE OCTANO Y DEL NÚMERO DE CETANO

(Figuras 590 a 602)

XXXV.1. Medida de las presiones y obtención de los ciclos . . . 734
XXXV.2. Medidores de presión 735
XXXV.3. Indicadores para motores lentos 736
XXXV.4. Indicadores para motores rápidos 737
XXXV.5. Pruebas de los gases de escape 740
XXXV.6. Aparatos para el análisis de los gases de escape 742
XXXV.7. Medida del número de octano y de cetano 743

ÍNDICE DE TABLAS

I. — Influencia de la relación de compresión en el rendimiento . 69
II. — Datos medios de las presiones y de la relación de compresión para ambos ciclos y sus distintas aplicaciones 84
III. — Factores que influyen sobre la detonación de los motores Diesel y Otto 93
IV. — Características de los combustibles líquidos 105
V. — Características de los combustibles gaseosos 106
VI. — Relación catalogada de los gases que se hallan contenidos en el aire 108
VII. — Valores normales de las relaciones de compresión y presiones medias efectivas de diversos combustibles 126
VIII. — Escalas de viscosidad 150
IX. — Relación entre las diversas escalas de la viscosidad . . . 151
X. — Lubricantes 154
XI. — Temperatura, presión y peso específico del aire al variar de cota 181
XII. — Orden de encendido de los motores de 4 tiempos 244
XIII. — Bombonas para metano 381
XIV. — Comparación entre los tanques para algunos tipos de combustible 382
XV. — Equivalencias medias en gasolina de algunos combustibles gaseosos 386
XVI. — Baterías de uso más corriente en Italia para automóviles y vehículos industriales 403
XVII. — Monocilindros para la valoración del número de octano (N.O.) 747
XVIII. — Monocilindros para la valoración del número de cetano (N.C.) 747
XIX. — Características de funcionamiento y constructivas de los motores endotérmicos alternativos 748

PRIMERA PARTE

ESTUDIO GENERAL DE LOS MOTORES ALTERNATIVOS

CAPÍTULO PRIMERO

INTRODUCCIÓN AL ESTUDIO DE LOS MOTORES ALTERNATIVOS

I. 1. Conceptos fundamentales

Los **motores térmicos** son máquinas que tienen por objeto transformar la energía calorífica en energía mecánica directamente utilizable.

La energía calofífica puede provenir de diversas fuentes primarias: combustibles de origen vario, energía eléctrica, energía atómica; pero en el caso de los motores endotérmicos, a cuyo estudio está dedicado este libro, es obtenida de la combustión de combustibles líquidos o, más raramente, gaseosos. Se puede, por tanto, decir que los motores endotérmicos transforman en energía mecánica, esto es, en trabajo útil, la energía química del combustible.

El trabajo útil es ejecutado por órganos en movimiento alternativo, por rotores en movimiento rotativo o también directamente por el empuje realizado por un chorro de gas. En consecuencia, los motores se clasifican en **alternativos, rotativos** (incluidas las **turbinas**) y **de chorro.**

El movimiento de los órganos que componen los motores alternativos y rotativos es generado por un fluido que llamaremos **fluido operante** o **fluido activo.** En el caso de los motores de chorro, el fluido operante genera directamente el empuje necesario para el movimiento del vehículo que transporta el motor. El fluido realiza el trabajo merced a las variaciones de presión y de volumen consiguientes a la introducción del calor obtenido por medio de la combustión del combustible. El **fluido activo** funciona también como vehículo del calor, puesto que lo introduce en el motor en ciertos puntos del ciclo operativo o lo descarga en otros.

Los motores térmicos son de **combustión externa** cuando ésta se verifica fuera del fluido activo; de **combustión interna** o, más brevemente, **endotérmicos** cuando el combustible es quemado en el mismo fluido, de manera que vienen también a ser parte de éste los productos de la combustión. En otros términos, son de **combustión externa** los motores en los cuales el calor es transmitido al fluido a través de las paredes de una caldera (máquina de vapor), o de otros tipos de intercambiadores (turbina de gas de ciclo cerrado) (fig. 1); son **endotérmicos** los motores en los cuales la combustión se verifica en el fluido ope-

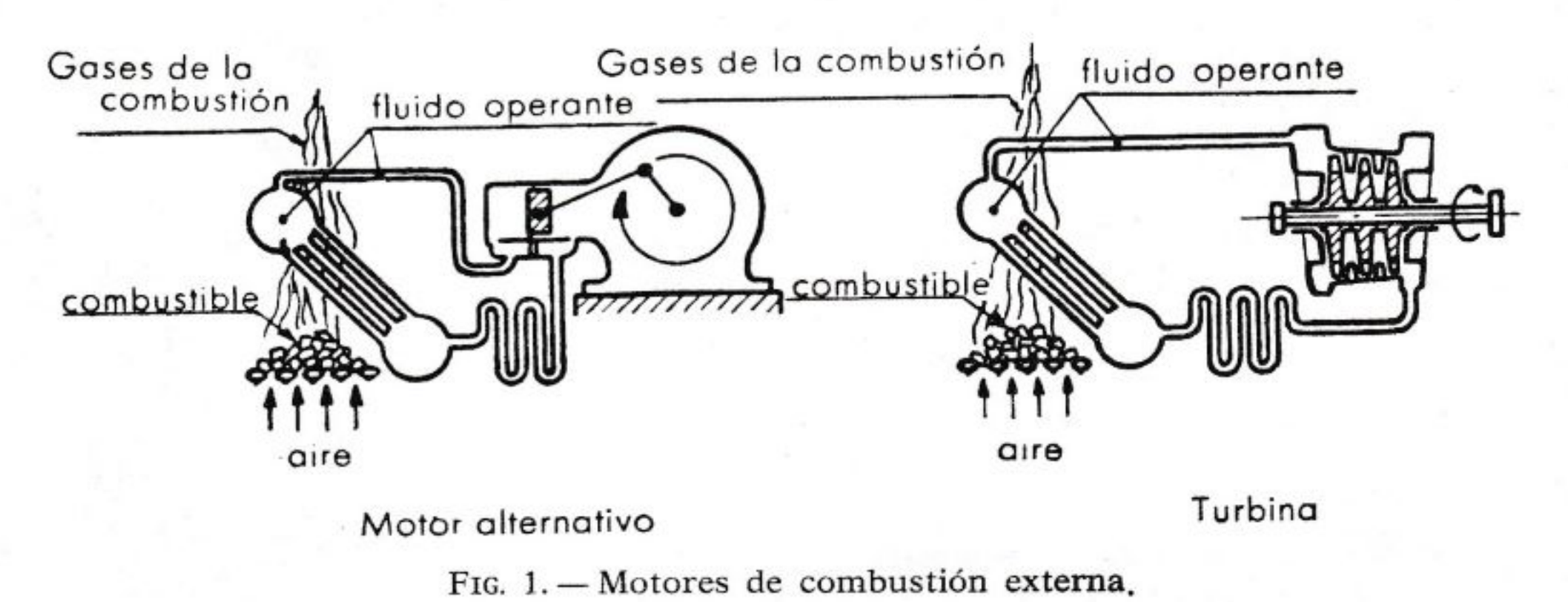


FIG. 1. — Motores de combustión externa.

rante, el cual está, por tanto, inicialmente constituido por una mezcla de combustible y comburente, que experimenta después una serie de transformaciones, a consecuencia de la reacción de la combustión (figura 2).

El comburente, que suministra el oxígeno necesario para la combustión, está constituido, para los motores que deben funcionar dentro de la atmósfera terrestre, por aire de la misma atmósfera, el cual tiene

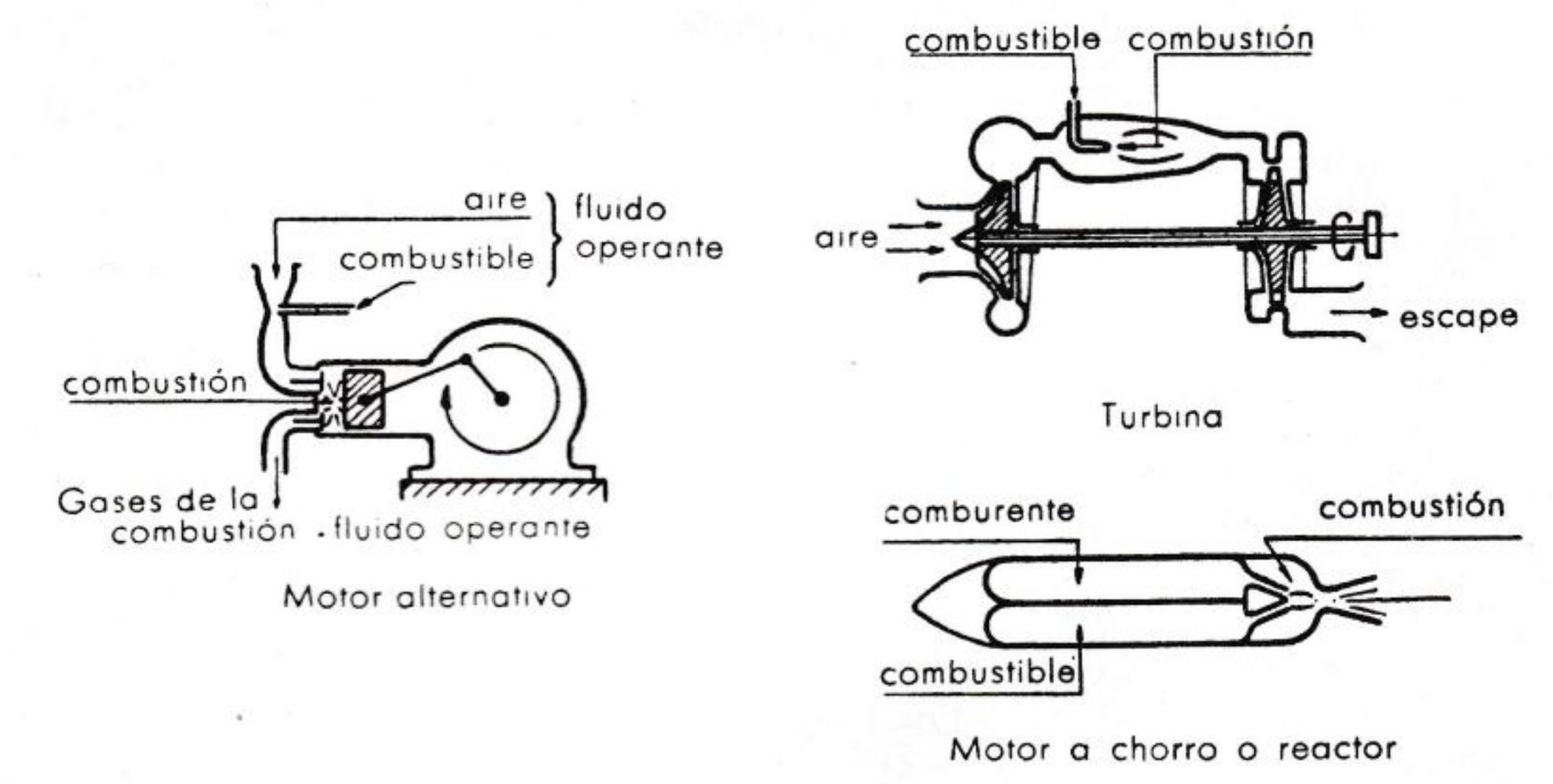


FIG. 2. — Motores de combustión interna o endotérmica.

la ventaja de no costar nada; mientras que para los motores de vehículos especiales es un producto químico que, aparte el inconveniente del costo, presenta, además, el de tener que ser transportado por el mismo vehículo con el combustible.

Como este tratado está dedicado a los motores terrestres, con la denominación de **fluido activo** entenderemos siempre, salvo aviso contrario, una mezcla de aire y combustible.

El aire entra, por tanto, en el motor, participa como comburente en la combustión, recibe el calor desarrollado alcanzando una temperatura elevada y, después, como parte de los gases de escape, se descarga al exterior a temperatura más baja.

El trabajo producido durante este trayecto a través del motor es aproximadamente proporcional a la diferencia entre la temperatura alcanzada en la combustión y la correspondiente al escape.

Los motores endotérmicos terrestres (o atmosféricos) utilizan exclusivamente combustibles líquidos o gaseosos, y a éstos nos referiremos con el término genérico de combustibles en el transcurso de este Tratado.

El motor endotérmico es un aparato más bien complejo; su proyecto completo envuelve el conocimiento de gran parte de las ramas de la ingeniería, pero para dominar los principios básicos es suficiente un estudio de menor importancia. El objeto de esta obra es precisamente el de ofrecer la posibilidad de adquirir el conocimiento de estos principios. El libro está dedicado principalmente al estudio de los motores alternativos, que, hallándose aplicados sobre todos los autovehículos, son, con gran diferencia, los más difundidos; una segunda parte está reservada al tratado de los motores rotativos, como son las turbinas, a fin de que el estudiante pueda prepararse para seguir el desarrollo que van adquiriendo estos motores. Por el contrario, no trataremos de los motores de combustión externa, cuyo estudio queda excluido de este volumen.

Los motores alternativos se dividen en dos grandes clases fundamentales, según cómo se produzca la combustión, a saber: motores de **encendido por chispa** y motores de **encendido por compresión.** Generalmente en el texto adoptaremos las abreviaturas EB y EC para distinguir ambos tipos de motores.

I. 2. Esquema y nomenclatura

La figura 3 representa, en forma muy esquemática, la sección transversal de un motor endotérmico alternativo de EB.

Como quiera que las partes principales son comunes a los dos tipos de motores de EB y EC, el esquema sirve para indicar la nomenclatura cuyo conocimiento es necesario para tratar esta materia.

El **cilindro,** como indica el vocablo, es el contenedor en forma cilíndrica en el cual se mueve el **pistón** con movimiento rectilíneo alternativo. El cilindro es parte del **bloque de cilindros** o **monobloque**, como se llamaba antiguamente. Éste, a su vez, forma parte de la **bancada,**

que podemos considerar como la estructura fundamental del motor. En muchos casos, el bloque de cilindros está separado de la bancada, a la cual va unido por medio de bulones.

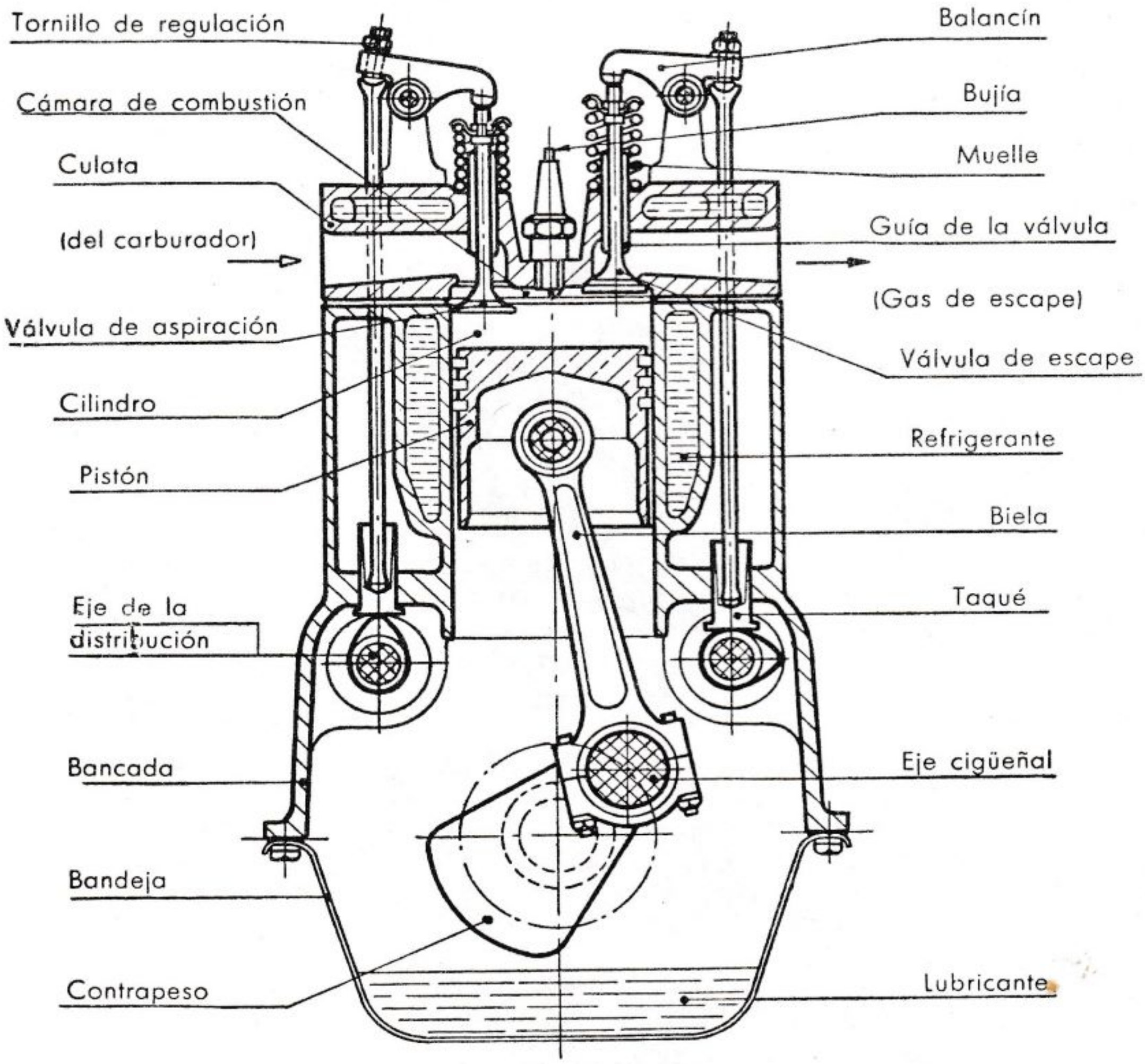


FIG. 3. — Esquema del motor alternativo.

La parte superior del cilindro está cerrada por la **culata.**

El volumen comprendido en el cilindro entre la culata y el pistón representa la **cámara de combustión,** en la cual se quema la mezcla de aire y combustible, es decir, el fluido activo.

En el motor de EB, esta mezcla se forma en el **carburador** y entra en el cilindro a través del **conducto** y de la **válvula de aspiración.** La

válvula de mariposa del carburante sirve para regular la cantidad de mezcla entrante.

En el motor de EC, el combustible se introduce en el cilindro por medio de un **inyector.** La cantidad de combustible está regulada por la **bomba de inyección,** mientras que no hay ninguna regulación para la cantidad de aire que entra por el conducto y la válvula de aspiración. Como la combustión es consecuencia de la alta temperatura del aire, intensamente comprimido en el cilindro, no es necesaria la bujía.

En los motores de EB se inicia la combustión al saltar la chispa entre los electrodos de la bujía: en los motores de EC, con el encendido espontáneo del combustible pulverizado por el **inyector** (en la figura 3 puede imaginarse la bujía sustituida por el inyector). El pistón o émbolo, dotado de **aros de compresión,** que impiden el escape de gas entre pistón y cilindro, transmite el empuje de dicho gas, a través del **perno,** a la **biela,** y de ésta, a la manivela del **eje cigüeñal** o **árbol motor.** La biela y la manivela transforman el movimiento lineal alternativo del pistón en movimiento rotativo del eje cigüeñal que gira entre **cojinetes de bancada,** montados en ésta.

Los conductos a cuyo través se descargan al exterior los productos de la combustión son la **válvula de escape** y el **colector de escape.**

Tanto la válvula de **aspiración** como la de **escape** están accionadas por órganos llamados de **distribución.** Un **eje de distribución** o **eje de camones** es accionado por el eje cigüeñal mediante una **cadena** o por

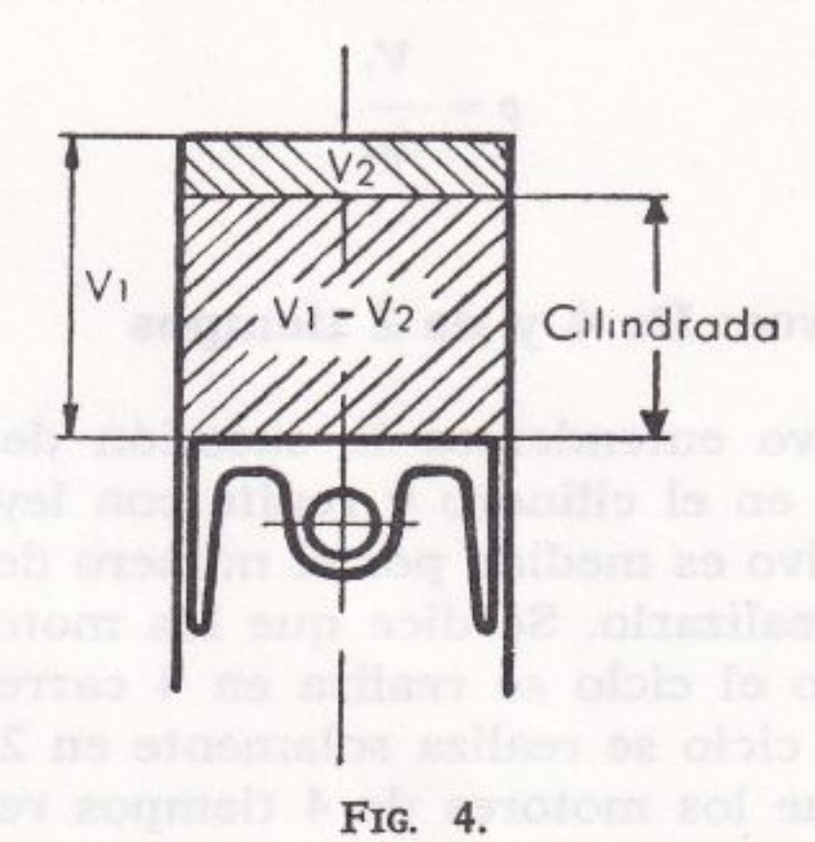


FIG. 4.

engranajes. Los **camones** montados sobre el eje actúan sobre una serie de piezas, tales como los **taqués,** los **empujadores** y los **balancines,** los cuales transmiten el movimiento a la válvula según la ley definida por la forma del correspondiente **camón.** La válvula es mantenida en su asiento por la acción de su muelle.

No todos los motores corresponden al esquema descrito, pero las partes esenciales, así como el funcionamiento, son similares.

Para el estudio de los motores endotérmicos es necesario conocer la terminología universalmente usada hoy para indicar algunas dimensiones y valores fundamentales (fig. 4).

Punto muerto superior (P.M.S.). Posición del pistón más próxima a la culata.

Punto muerto inferior (P.M.I.). Posición del pistón más alejada de la culata.

Diámetro (en inglés: Bore). Diámetro interior del cilindrc. Expresado generalmente en milímetros (mm).

Carrera (en inglés: Stroke). Comprende la distancia entre el P.M.S. y P.M.I., es igual, salvo raras excepciones, al doble del radio de la manivela del eje de cigüeñales. Se expresa generalmente en mm.

Volumen total del cilindro (V_1). Es el espacio comprendido entre la culata y el pistón cuando éste se halla en el P.M.I. Viene expresado, por lo general, en cm^3.

Volumen de la cámara de combustión (V_2). Está comprendido entre la culata y el pistón cuando éste se halla en el P.M.S. Suele expresarse en cm^3.

Volumen desalojado por el pistón o cilindrada (V_1—V_2). Es el generador por el pistón en su movimiento alternativo desde el P.M.S. hasta el P.M.I: Se expresa, por lo común, en cm^3.

Relación volumétrica de compresión (ρ). Se entiende por tal la que hay entre el volumen total del cilindro V_1 y el volumen de la cámara de combustión V_2. En general, para abreviar, es llamado simplemente relación de compresión:

$$\rho = \frac{V_1}{V_2}.$$

I. 3. Ciclos operativos: De 4 y de 2 tiempos

Por **ciclo operativo** entendemos la sucesión de operaciones que el fluido activo ejecuta en el cilindro y repite con ley periódica. La duración del ciclo operativo es medida por el número de carreras efectuadas por el pistón para realizarlo. Se dice que los motores alternativos son de 4 tiempos cuando el ciclo se realiza en 4 carreras del pistón, y de 2 tiempos cuando el ciclo se realiza solamente en 2 carreras del pistón. Esto quiere decir que los motores de 4 tiempos realizan un ciclo cada dos revoluciones del árbol motor, y los de 2 tiempos, cada revolución.

Se han ideado, sin embargo, motores en los cuales el ciclo operativo se verifica en 6 carreras del pistón. En este caso particular, cuatro de las seis carreras son empleadas para ejecutar las mismas operaciones del ciclo de cuatro tiempos, y las dos restantes sirven para retener la mezcla combustible en el interior del cilindro con objeto de permitir al combustible, cuando es poco volátil, vaporizarse por completo y difundirse en el aire comburente, o bien realizar un barrido del cilindro con aire puro. Estos motores no han tenido, sin embargo, una difusión práctica.

La gran mayoría de los motores endotérmicos son de 4 tiempos y a ellos nos referiremos también con preferencia porque se prestan a una más fácil comprensión. El ciclo de **4 tiempos** comprende las cuatro fases siguientes:

a) Admisión de la carga en el cilindro.

b) Compresión de la carga.

c) Combustión y expansión.

d) Expulsión o escape de los productos de la combustión.

Cada fase corresponde aproximadamente a una carrera del pistón.

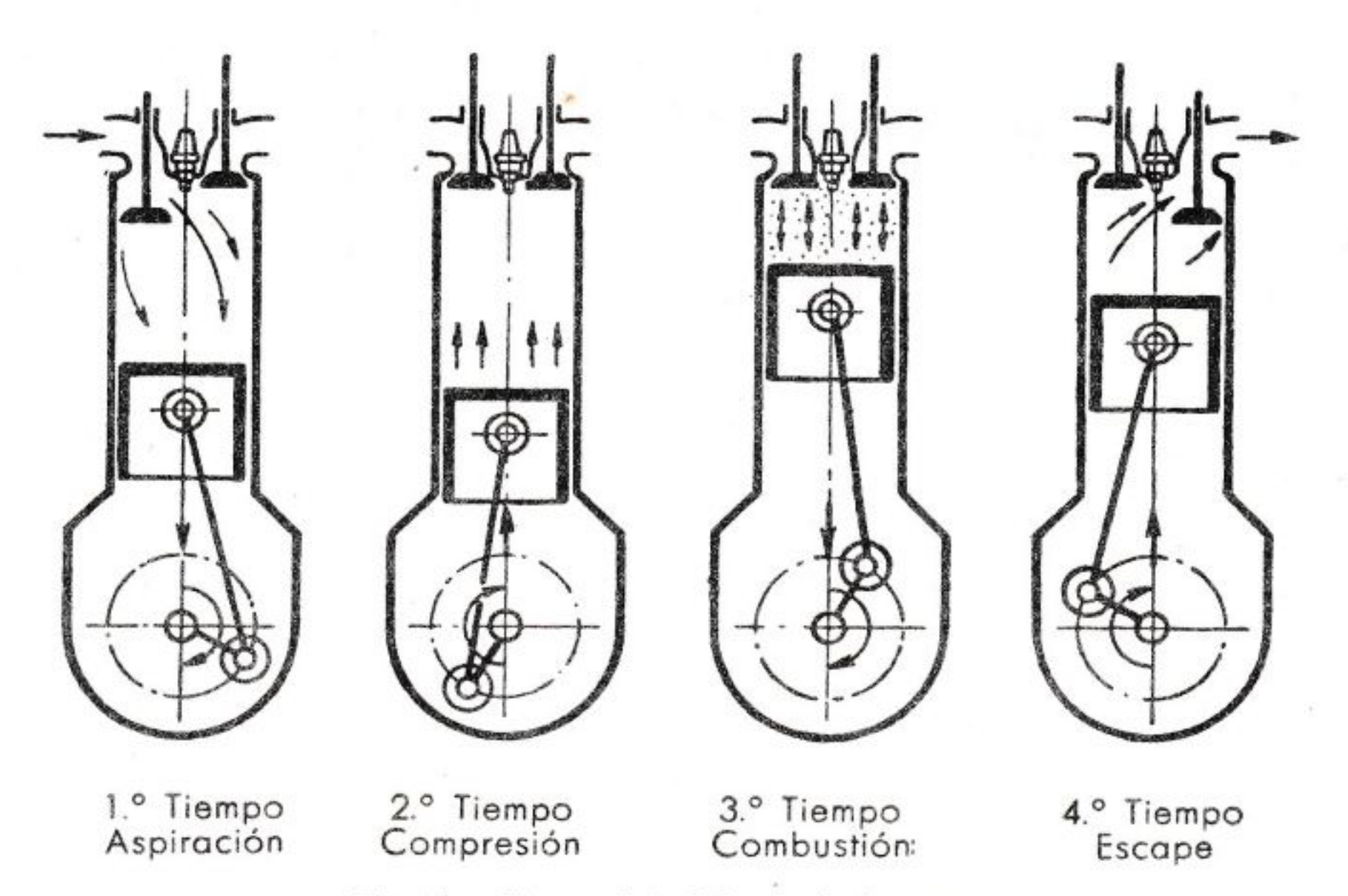


FIG. 5. — Fases del ciclo de 4 tiempos.

a) **Admisión.** El pistón en la carrera hacia la parte baja (fig. 5) crea una aspiración del fluido en el cilindro. En la cámara de combustión se abre, a su debido tiempo, la válvula de aspiración para permitir la entrada del aire o de la mezcla gaseosa combustible. La válvula empieza a abrirse antes de iniciarse la carrera y se cierra después de realizada la carrera.

b) **Compresión.** Cerrada la válvula de aspiración durante la carrera de retorno del pistón, la carga es comprimida en la cámara de combustión hasta un valor máximo, que se alcanza al final de dicha carrera. En este instante, el volumen de la carga queda reducido a una fracción

del volumen que tenía al principio de la carrera; esta fracción es la inversa de la relación volumétrica de compresión.

c) **Combustión y expansión.** Poco después del final de la carrera de compresión se produce el encendido de la mezcla por medio de una chispa eléctrica, o también el encendido espontáneo del combustible inyectado en la cámara de combustión (fig. 6), con el consiguiente aumento de temperatura y de presión originado por el calor de la combustión. El valor alcanzado por la presión después del encendido es, aproximadamente, 2 a 4 veces superior al que tenía inicialmente, por lo que el

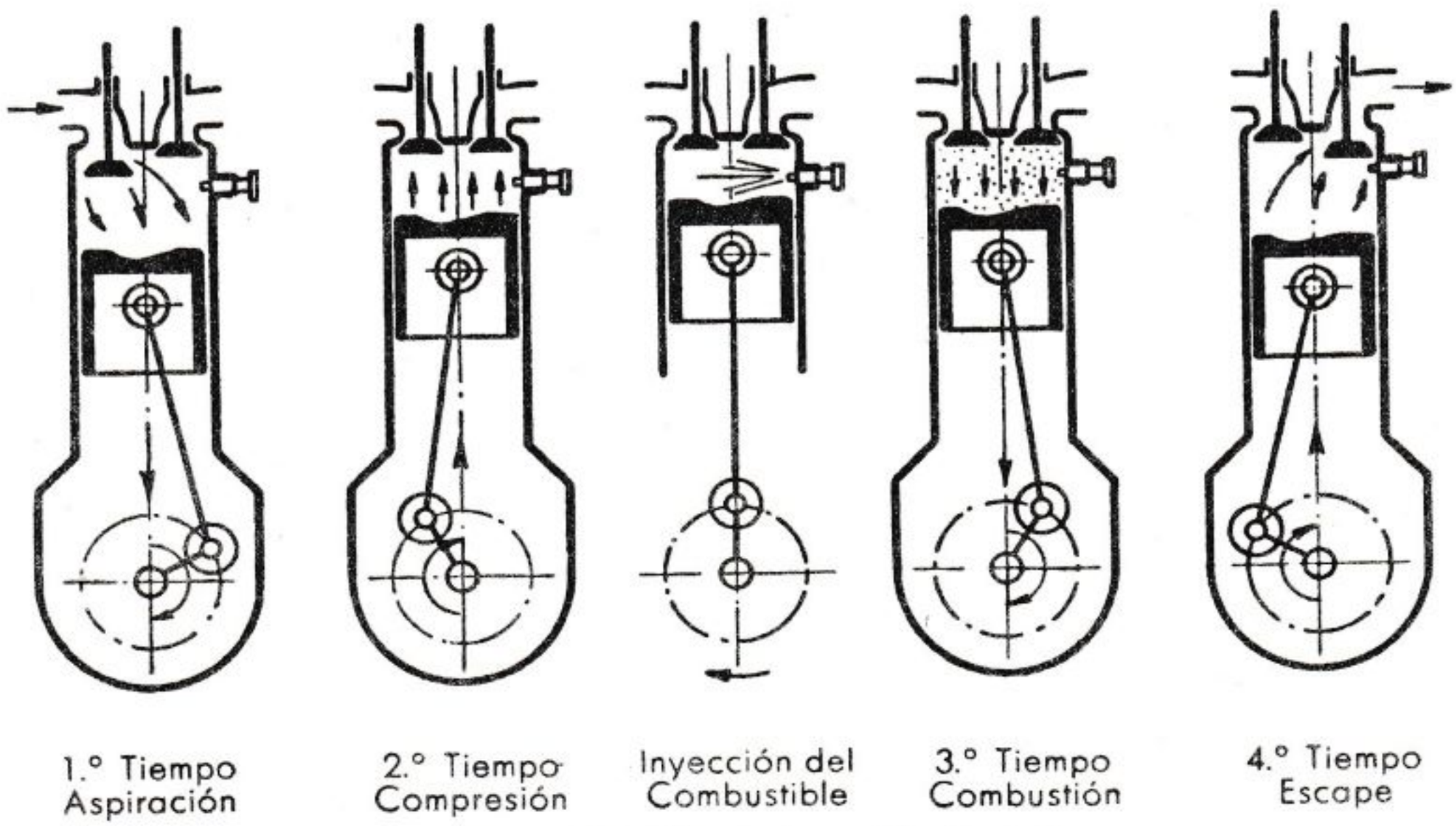


FIG. 6. — Fases del ciclo de inyección de 4 tiempos.

pistón es empujado hacia abajo. Antes de que la carrera de trabajo se complete, comienza a abrirse la válvula de escape y los gases de la combustión, que están todavía bajo cierta presión, empiezan a salir.

d) **Escape.** Durante la siguiente carrera de retorno hacia el P.M.S., el pistón expulsa los gases de la combustión a través de la válvula de escape.

Al final de la carrera, o poco después, se cierra la válvula de escape; entretanto permanece abierta la válvula de aspiración y comienza un nuevo ciclo, que se repite con regularidad.

En los motores de **2 tiempos,** el ciclo operativo es realizado en dos carreras, por lo que la admisión del fluido activo debe efectuarse durante una fracción de la carrera de compresión, y el escape, durante una fracción de la carrera de trabajo. Para que ello se verifique, es

necesario que el fluido activo sea previamente comprimido para poder entrar en el cilindro y que el escape de los gases de combustión se realice por su propia presión. En el ejemplo de la figura 7 la compresión previa del fluido se efectúa en la cámara de manovelismo o cárter por acción del pistón, que funciona como bomba por su parte inferior. La figura muestra cómo la distribución del fluido activo puede realizarse sin necesidad de válvulas, por medio del mismo pistón que abre y cierra, durante su carrera, adecuadas lumbreras de aspiración y de escape.

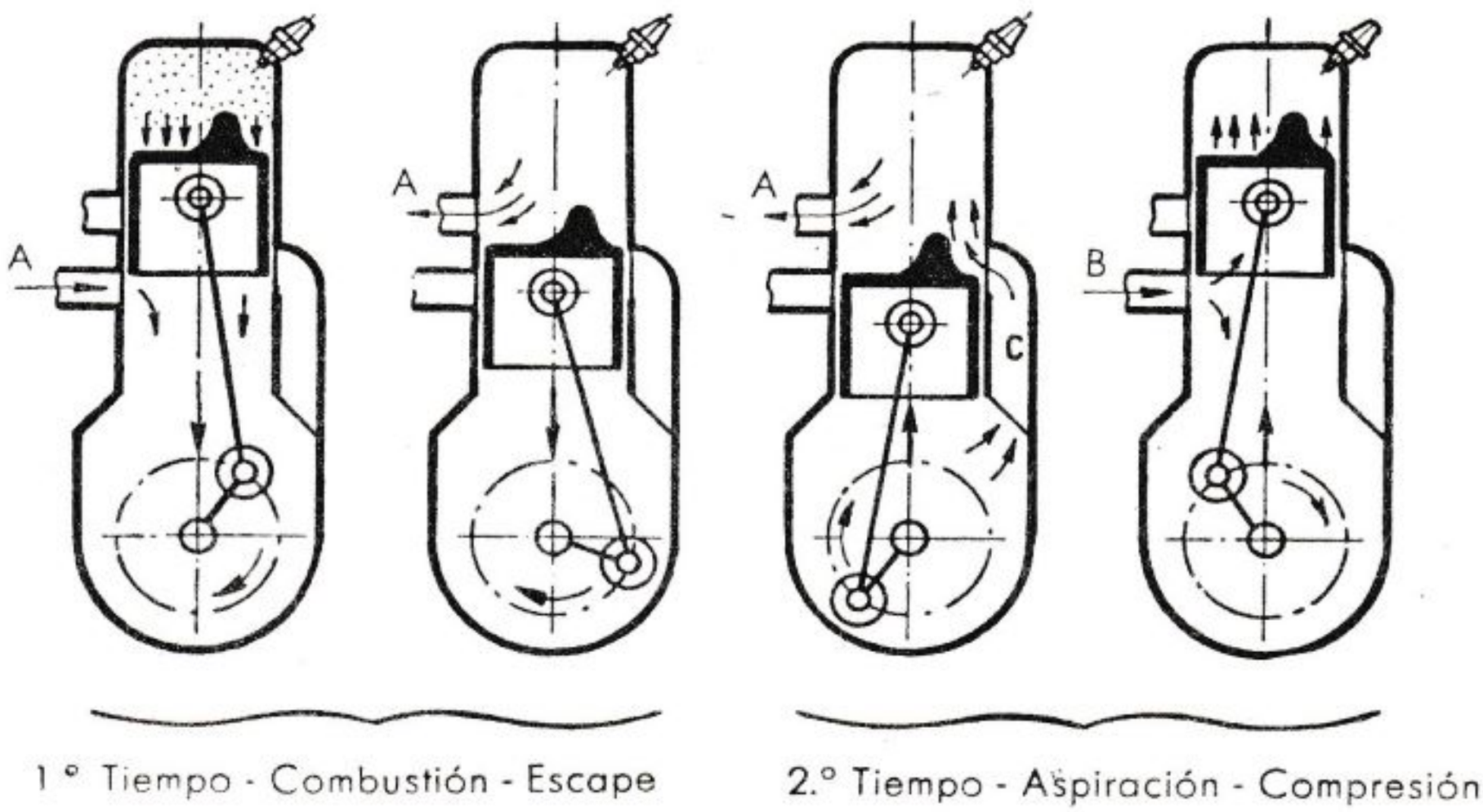


FIG. 7. — Fases del ciclo de 2 tiempos para un motor sin válvulas.

a) El **primer tiempo** corresponde a la carrera de trabajo, que se inicia con el encendido y la combustión, y prosigue con la expansión hasta que el pistón abre las lumbreras de escape.

Los gases de la combustión comienzan en este punto a salir por *A* a causa de su todavía elevada presión, creando en la masa fluida una corriente directa hacia la salida: inmediatamente después se abren las lumbreras de admisión *C*, y el fluido activo, empujado por la presión alcanzada en el cárter y arrastrado, además, por la corriente de los gases de combustión que salen por *A*, entra en el cilindro. Se inicia así la fase de barrido y de admisión, que comprende el resto de la carrera.

b) El **segundo tiempo** corresponde a la carrera de retorno del pistón al P.M.S. La primera parte está todavía dedicada a la fase de barrido y admisión, pero la segunda, a la fase de compresión. Antes de que la carrera esté terminada, el borde inferior del pistón deja libre la lumbrera B de entrada del fluido en el cárter; éste penetra por efecto de la depresión creada a causa del movimiento del pistón y es luego comprimido durante la carrera siguiente.

La figura 8 representa esquemáticamente cómo funciona un motor de dos tiempos provisto de válvulas para el escape. A su debido tiempo se explicarán las características de funcionamiento de este sistema. El ciclo de 2 tiempos fue concebido para simplificar el sistema de distribución, eliminando y reduciendo el número de válvulas, y para obtener una mayor potencia a igualdad de dimensiones del motor.

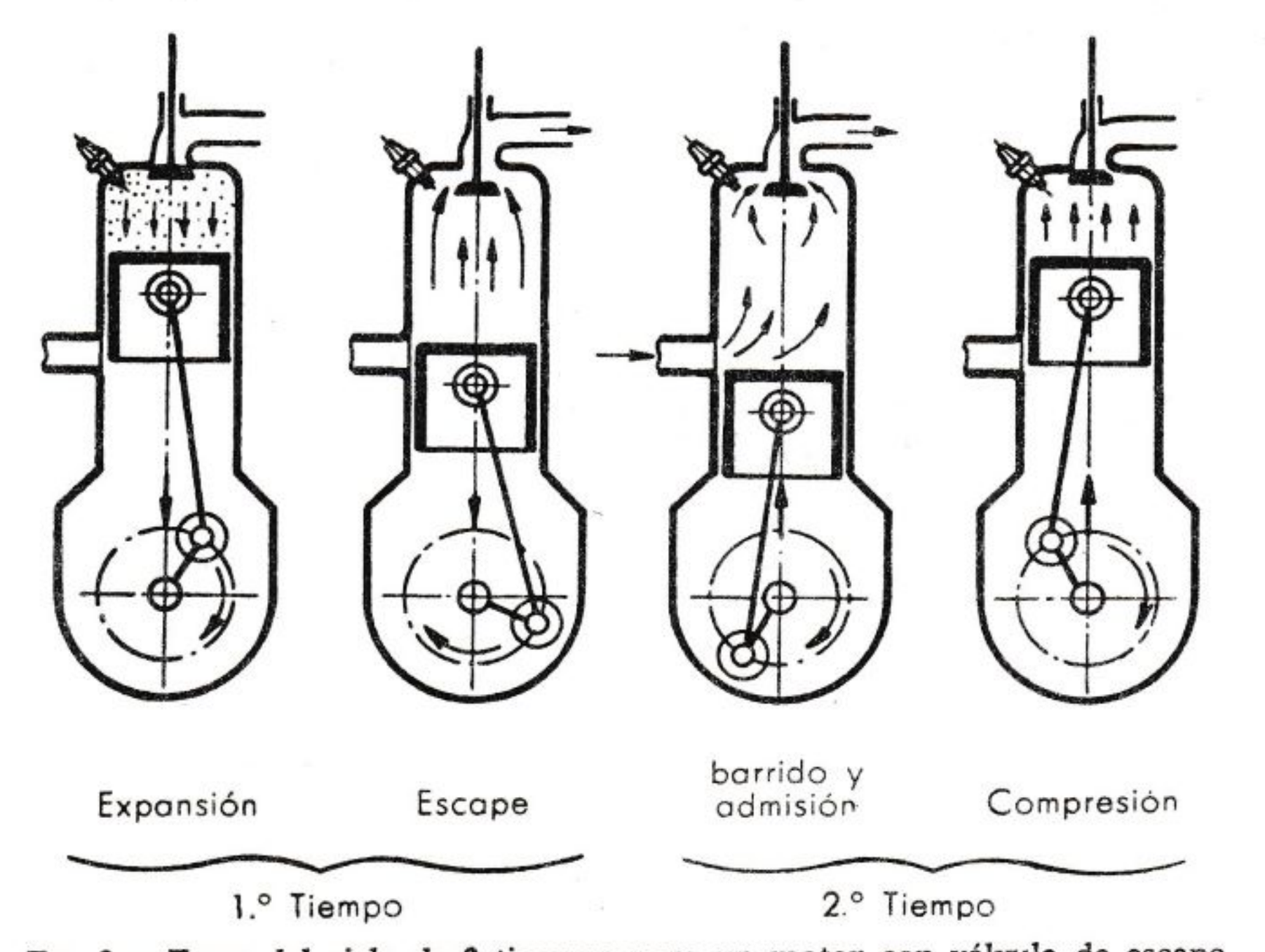


FIG. 8. — Fases del ciclo de 2 tiempos para un motor con válvula de escape.

Como quiera que se tiene una carrera útil por cada giro del eje cigüeñal, la frecuencia de la carrera útil y, por consiguiente, la potencia obtenida, resulta teóricamente doble de la de un motor de 4 tiempos de igual cilindrada. El aumento de la frecuencia de la carrera útil tiende, sin embargo, a causar un calentamiento excesivo de las partes del motor y, por ello, a producir una rotura de la película de aceite lubricante con peligro de averías en el pistón y en el cilindro. La velocidad del motor de 2 tiempos debe, por ello, ser en general un poco inferior a la necesaria para realizar el doble de la potencia.

I. 4. Clasificación de los motores alternativos

Los motores alternativos pueden clasificarse de varios modos, según la base que se tome para esta finalidad.

Así, distinguiremos:

a) Según el sistema de encendido del combustible:
motores de EB;
motores de EC.

b) Según el ciclo operativo:
motores de 4 tiempos;
motores de 2 tiempos.

c) Según el sistema de admisión del combustible;
motores de carburación;
motores de inyección.

De las dos grandes categorías de EB y EC se pueden derivar clasificaciones secundarias. Así, los motores de EB pueden, a su vez, clasificarse:

a) Según el combustible usado, en:
motores que funcionan con combustible líquido.
motores que funcionan con combustible gaseoso.

b) Según el sistema de refrigeración, en:
motores refrigerados por agua;
motores refrigerados por aire;
motores refrigerados por líquidos especiales.

c) Según el sistema de encendido eléctrico, en:
motores con encendido por magneto;
motores con encendido por batería y Delco.

Los motores de EC pueden, a su vez, subdividirse:

a) Según el sistema adoptado para el encendido del combustible, en:
motores Diesel;
motores de cabeza caliente (semi-Diesel).

b) Según el sistema de inyección del combustible, en:
motores de inyección neumática;
motores de inyección mecánica.

c) En relación al régimen y a las características de utilización, en:
motores lentos;
motores rápidos.

d) En relación a la forma en que el fluido activo actúa sobre el pistón, en:
motores de simple efecto;
motores de doble efecto.

I. 5. El motor de encendido por chispa

El motor de EB está basado en principios teóricos enunciados por BEAU DE ROCHAS, según los cuales la **combustión se verifica a volumen constante,** y fue realizado prácticamente por el alemán OTTO, en 1862.

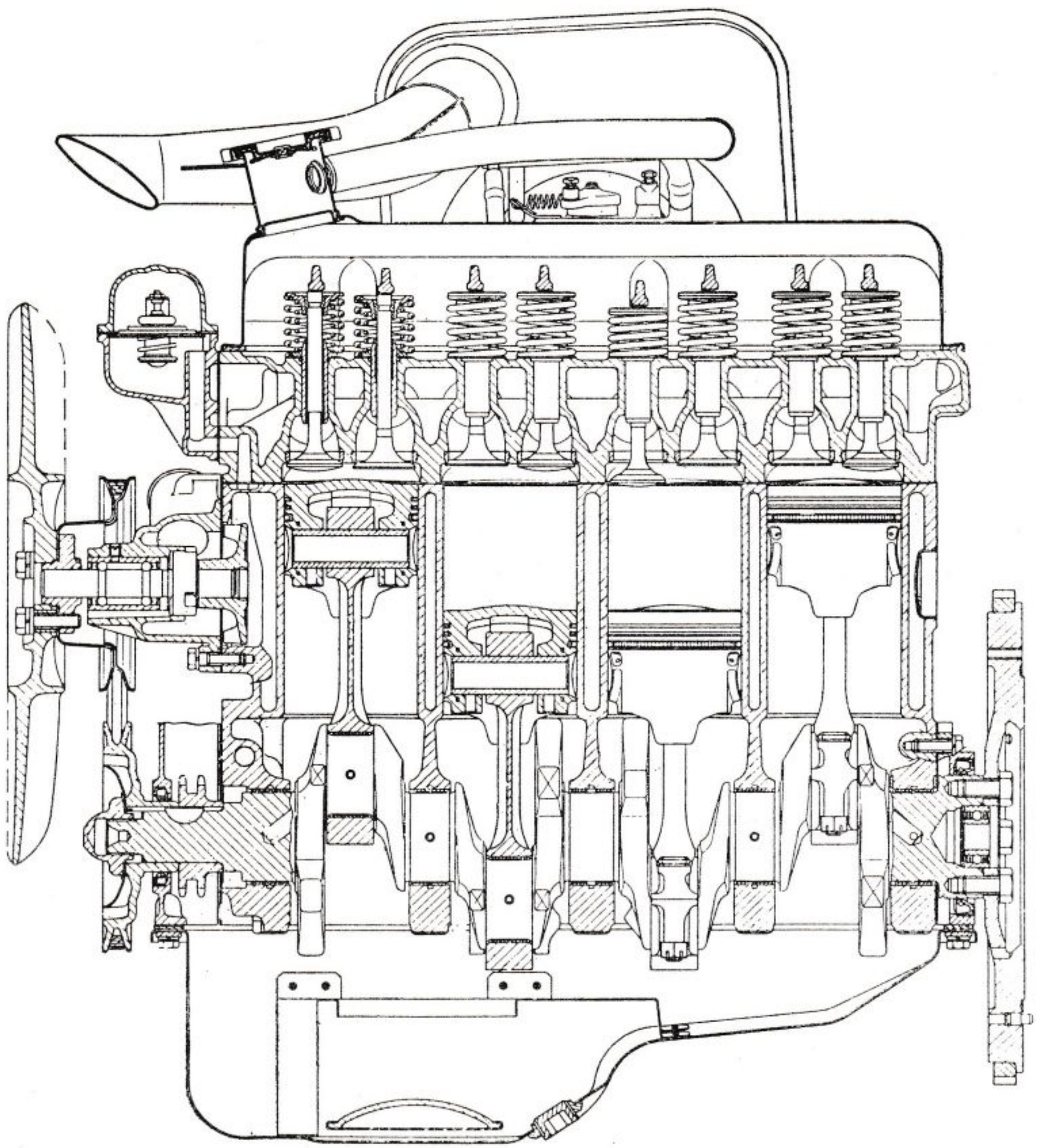


FIG. 9. — Sección longitudinal del motor para automóvil Fiat 124.

4 cilindros en línea, diámetro 73 mm, carrera 71,5 mm; cilindrada total 1197 cm³; relación de compresión, 8,8:1; potencia máxima 60 CV (DIN) a 5600 revoluciones/min.; par máximo 8,9 mkg (DIN) a 3400 revoluciones/min; potencia específica 50,1 CV/litro (DIN).

Hoy en día, el motor de EB suele llamarse, en general, motor de **ciclo Otto.**

A la categoría de EB pertenece la mayor parte de los motores de automovilismo, una gran parte de los motores para tracción industrial, todos los motores para motociclos y aeronaves y una buena parte de los motores para aplicaciones náuticas y agrícolas.

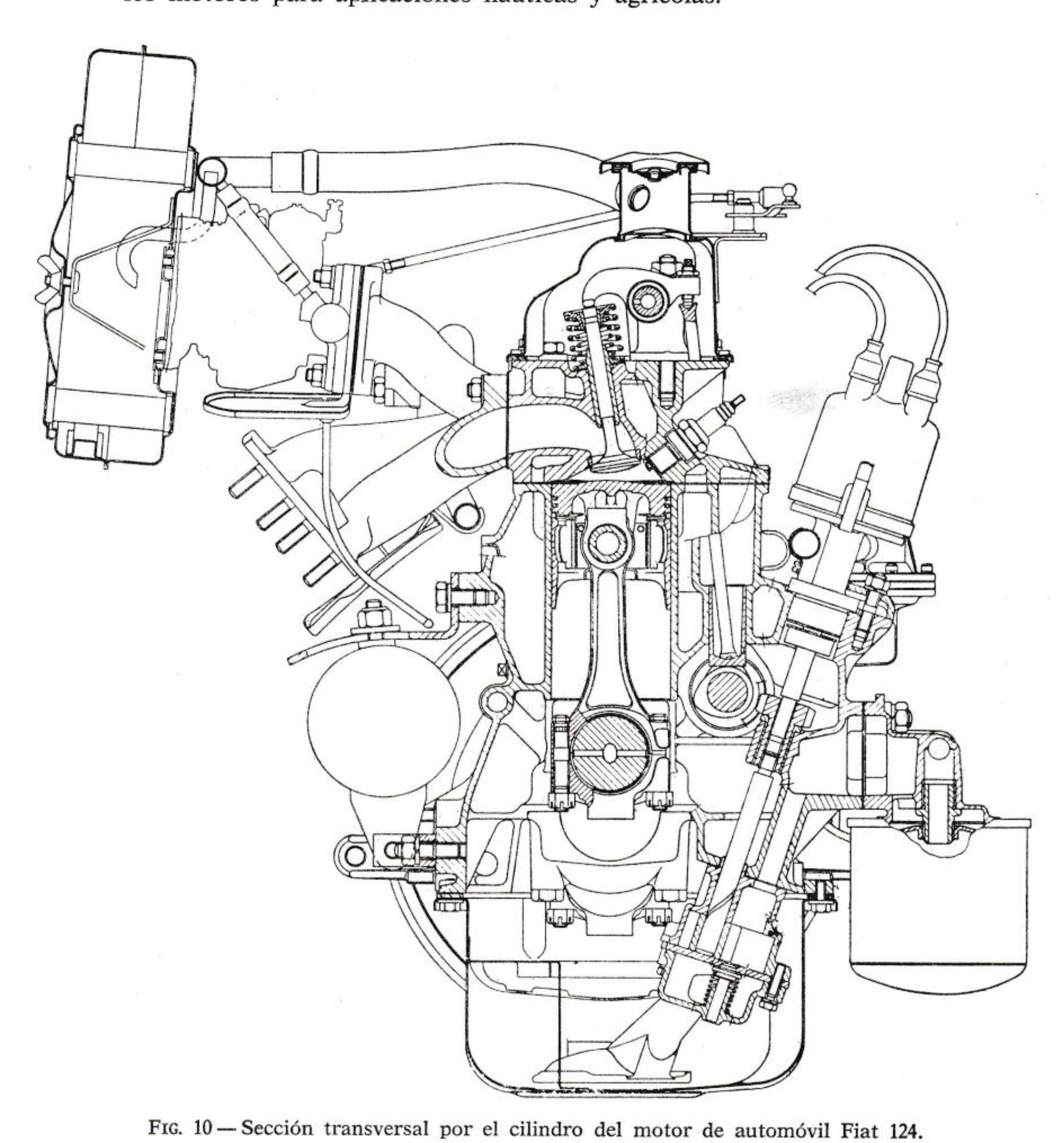


FIG. 10 — Sección transversal por el cilindro del motor de automóvil Fiat 124.

Los motores de EB funcionan a 4 o a 2 tiempos, pero el ciclo de 2 tiempos es poco usado a causa de las pérdidas de mezcla que se producen a través del escape y del consiguiente elevado consumo del combustible.

Por tanto, la gran mayoría de los motores de EB funcionan según el ciclo operatorio de 4 tiempos. El de 2 tiempos se adopta solamente en casos particulares, como son los motores fuera-borda y los pequeños motores de motocicleta.

El combustible es la gasolina, esto es: hidrocarburos ligeros de elevado poder calorífico, que se evaporan fácilmente. Pueden usarse también combustibles gaseosos o asimismo gas licuado, pero su empleo es menos práctico y, por ello, mucho menos difundido.

Los motores de encendido por chispa pueden ser alimentados por **carburación** o por **inyección.** En este segundo caso, el combustible se mezcla al aire inyectándolo en el conducto de aspiración en la toma de la válvula, o bien directamente en la cámara de combustión; con todo, este último método es el menos empleado.

La alimentación por inyección tiene la ventaja, en el caso de los motores pluricilíndricos, de distribuir de manera uniforme el combustible en los diversos cilindros, de no ser sensible a la aceleración y de no estar sujeto a formaciones de hielo, pero es más complicada y costosa, especialmente por lo que respecta a la regulación y, por ello, no ha tenido todavía una gran difusión.

I. 6. El motor de encendido por compresión

El motor de EC está basado en los trabajos de RUDOLPH DIESSSEL, que realizó sus primeros motores alrededor del año 1892. En este tipo, la **combustión se realiza a presión constante,** según el ciclo que ha tomado el nombre de su inventor.

Los combustibles empleados son hidrocarburos líquidos de características inferiores al carburante usado en los motores de encendido por chispa, menos volátiles y con un peso específico superior, por lo cual se llaman combustibles pesados. El tipo más notable usado para los motores de los automóviles es el gasoil.

La alimentación del combustible se efectúa exclusivamente por inyección.

Los motores de EC son similares, en importancia y variedad de aplicaciones, a los motores EB; pertenecen a esta vasta categoría los grandes motores Diesel lentos para instalaciones fijas y navales, así como los motores Diesel rápidos empleados en la locomoción terrestre y en embarcaciones ligeras.

Hay que considerar como motores de EC los motores de cabeza caliente llamados también semi-Diesel. Éstos tienen, sin embargo, un

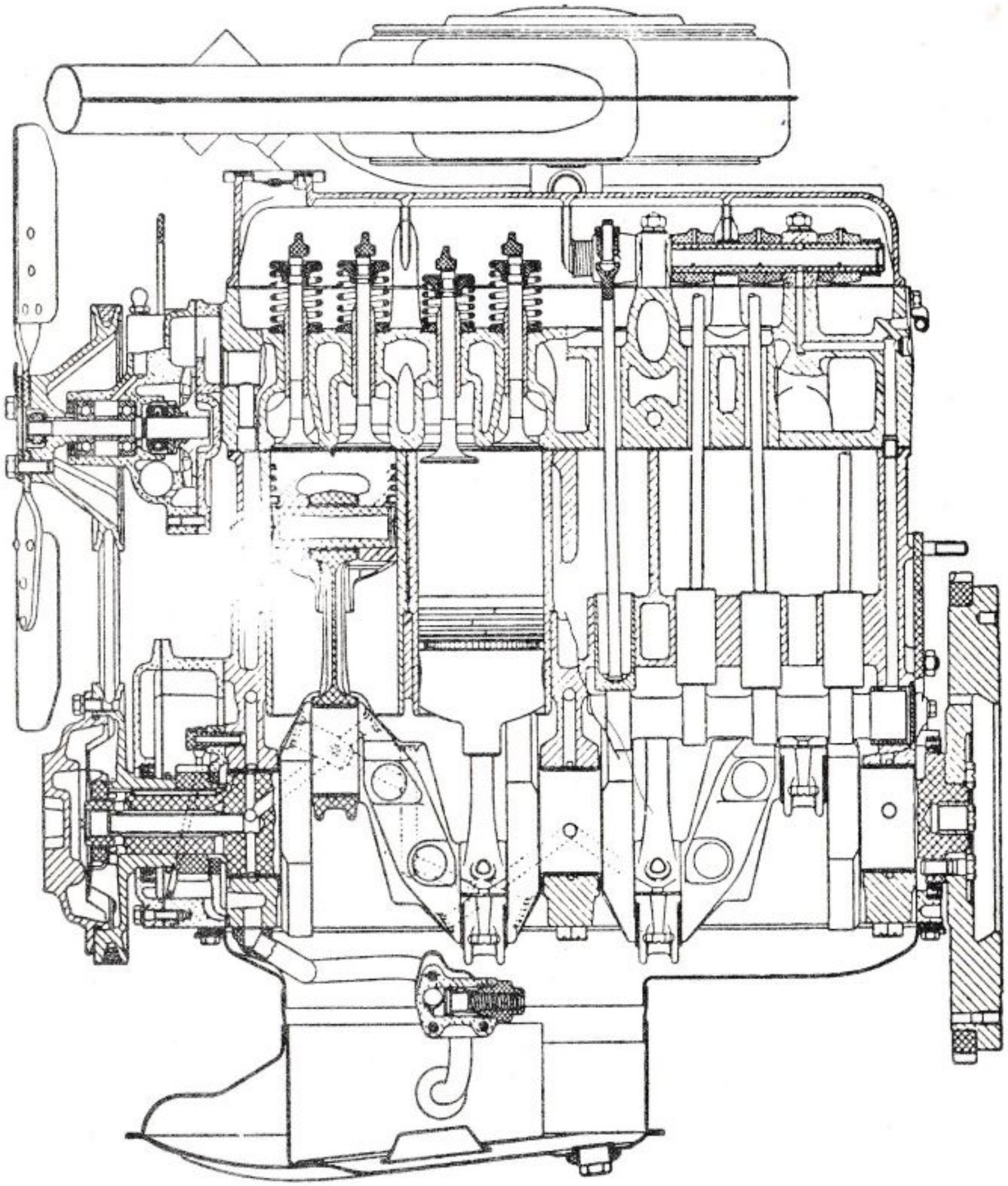


FIG. 11. — Sección longitudinal del motor Fiat 305 (Diesel ligero).

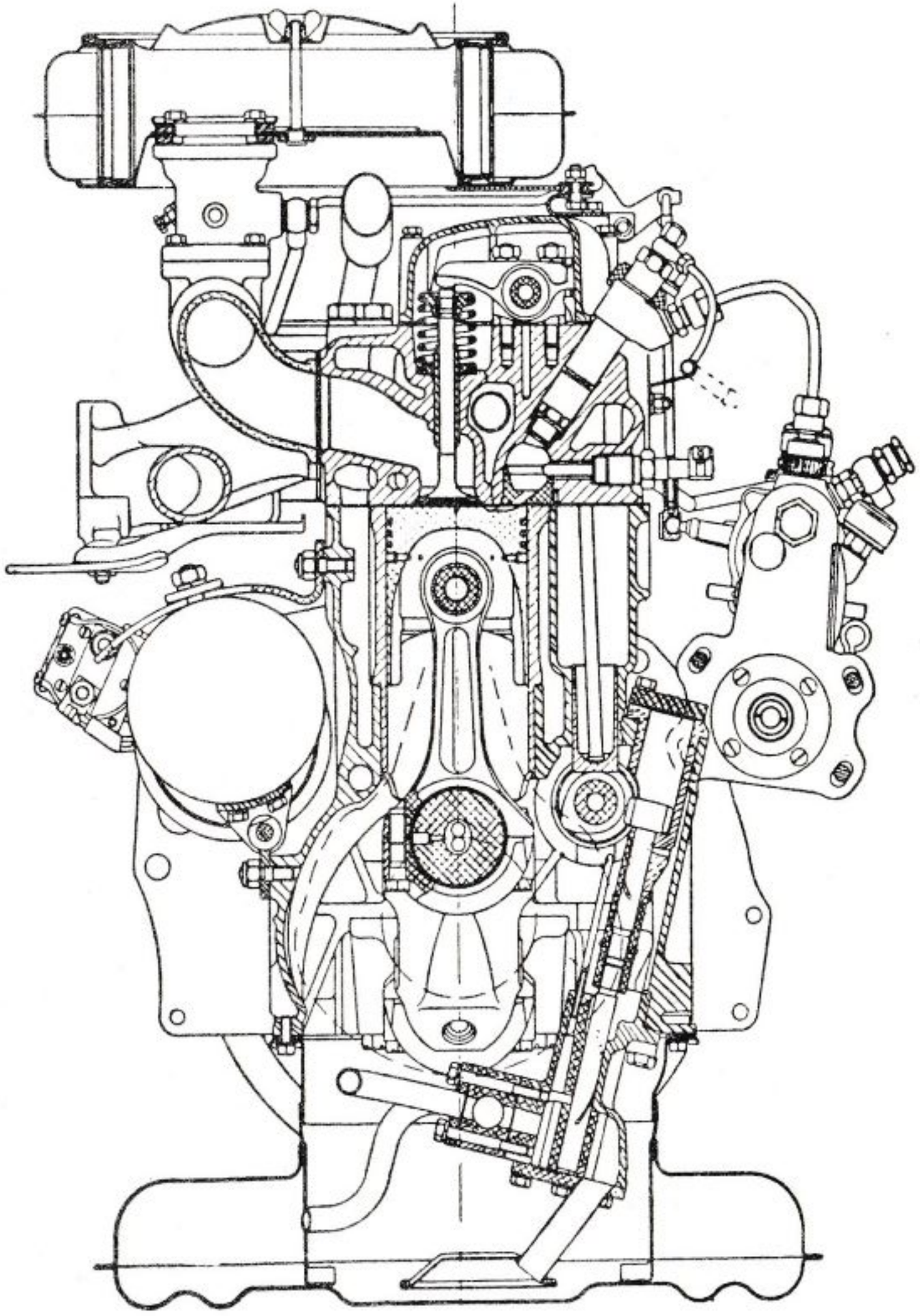


FIG. 12 — Sección transversal por el cilindro del motor 305 (Diesel ligero).

número limitado de aplicaciones en el campo de las instalaciones fijas, de tractores agrícolas y sobre algunos tipos de embarcaciones, pero tienden a ser suplantados por los motores Diesel rápidos y por los motores de EB

Los motores de EC funcionan a 4 o a 2 tiempos. Los motores de 2 tiempos no presentan consumo de combustible superior a los de 4 tiempos, porque el barrido del cilindro es efectuado con aire puro y no con la mezcla combustible; por esta razón, no hay pérdida de combustible a través del escape.

I. 7. Diferencias principales entre los motores de encendido por chispa y encendido por compresión

Como ya hemos visto, no existen diferencias substanciales, desde el punto de vista mecánico, entre los dos tipos de motores: esencialmente se distinguen por su ciclo teórico, puesto que el motor de EB funciona según el ciclo Otto y el de EC según el ciclo Diesel.

Las diferencias fundamentales entre los dos tipos de motores se derivan de las correspondientes a sus ciclos:

1) **Introducción del combustible.** En la mayor parte de los motores de EB, el aire y el combustible son introducidos en la cámara de combustión bajo forma de mezcla gaseosa. La mezcla se efectúa en el carburador, y la regulación de la cantidad de mezcla introducida se obtiene por medio de una válvula de mariposa.

En los motores de EC, el aire se introduce en la cámara de combustión a través de conductos que van a la válvula de aspiración, mientras el combustible se introduce directamente por medio de un inyector. La mezcla aire-combustible se realiza en la cámara de combustión; no hay regulación de la cantidad de aire, sino tan sólo una regulación de la cantidad de combustible introducido.

2) **Encendido.** El motor de EB requiere un sistema de encendido para generar en la cámara de combustión una chispa entre los electrodos de una bujía, al objeto de que la combustión pueda iniciarse.

El motor de EC utiliza la alta temperatura y presión obtenidas al comprimir el aire en el cilindro para dar comienzo a la combustión cuando el combustible es inyectado.

3) **Relación de compresión.** El valor de la relación de compresión en los motores de EB varía de 6 a 10, salvo casos excepcionales, mientras que en los motores de EC oscila entre 14 y 22.

En los motores de EB, el límite superior de la relación de compresión está determinado esencialmente por la calidad antidetonante del combustible en el mercado; para los motores de EC está determinado,

sobre todo, por el peso de la estructura del motor, que aumenta al aumentar la relación de compresión, de un modo especial con grandes cilindradas.

4) **Peso.** El motor de EC es, por lo general, más pesado que un motor de EB de igual cilindrada, porque funciona a presión considerablemente mayor.

I. 8. Velocidad y carga del motor alternativo

La fuerza que hace girar el árbol cigüeñal depende de la presión del gas y, por tanto, en esencia, de la cantidad de combustible quemado en cada ciclo, mientras que las que se oponen en su rotación son debidas a los razonamientos internos del motor y a la resistencia externa. Ésta consiste en un par aplicado al eje llamado par resistente, opuesto al par motor, el cual se denomina comúnmente **carga.**

La velocidad del motor depende, por tanto, de valor de la carga y de la posición de la leve que regula la cantidad de combustible. La regulación de la carga y de la velocidad es una cuestión de equilibrio entre las fuerzas que producen la rotación del eje cigüeñal y las fuerzas opuestas que tienden a impedir dicha rotación. Establecido un régimen de rotación, al variar la carga se crea un desequilibrio entre las fuerzas contrarias y debe ser variada la posición de la leva de regulación del combustible, a fin de restablecer el equilibrio.

Si la válvula de mariposa está casi cerrada y no hay carga, el par motor sirve sólo para equilibrar las resistencias internas del motor, y éste gira al mínimo. Esta condición está indicada en la figura 13 *a*. Por el contrario, si, permaneciendo sin carga, la válvula de mariposa se abre completamente, la velocidad del motor puede aumentar hasta el punto que éste puede destruirse. Si, permaneciendo la válvula toda abierta, se aplica al eje motor una carga constante de tal magnitud que el motor funcione a la máxima velocidad prevista en su proyecto, el par motor y el par resistente se encuentran en equilibrio, y la velocidad del motor permanecerá constante. Esta condición se ilustra en la figura 13 *b*.

Entre estas dos condiciones, hay un infinito número de combinaciones de regulación del combustible y de la carga para obtener la velocidad deseada. Este conjunto de combinaciones se llama **gama de funcionamiento con abertura parcial.**

Cuando la válvula de mariposa está completamente abierta y se aplica la carga prevista para la máxima velocidad, como en la figura 13 *b*, un posterior aumento de la carga reduce naturalmente la velocidad, como se demuestra en la figura 13 *c*. Esto se denomina campo de funcionamiento con **mariposa toda abierta** y **carga (o velocidad) variable.**

En este campo de funcionamiento a toda abertura existe un régimen al cual el motor desarrolla a la máxima potencia al freno. Si la carga aplicada aumenta, decrece la velocidad, como también la potencia al freno; si la carga se reduce, la velocidad del motor aumenta, mientras la potencia al freno se acrece también. La velocidad a la cual se tiene la máxima potencia se llama **régimen de máxima potencia.** Cuando se dice que el motor funciona a media carga, debe entenderse que la carga es la mitad de la correspondiente al régimen de máxima potencia.

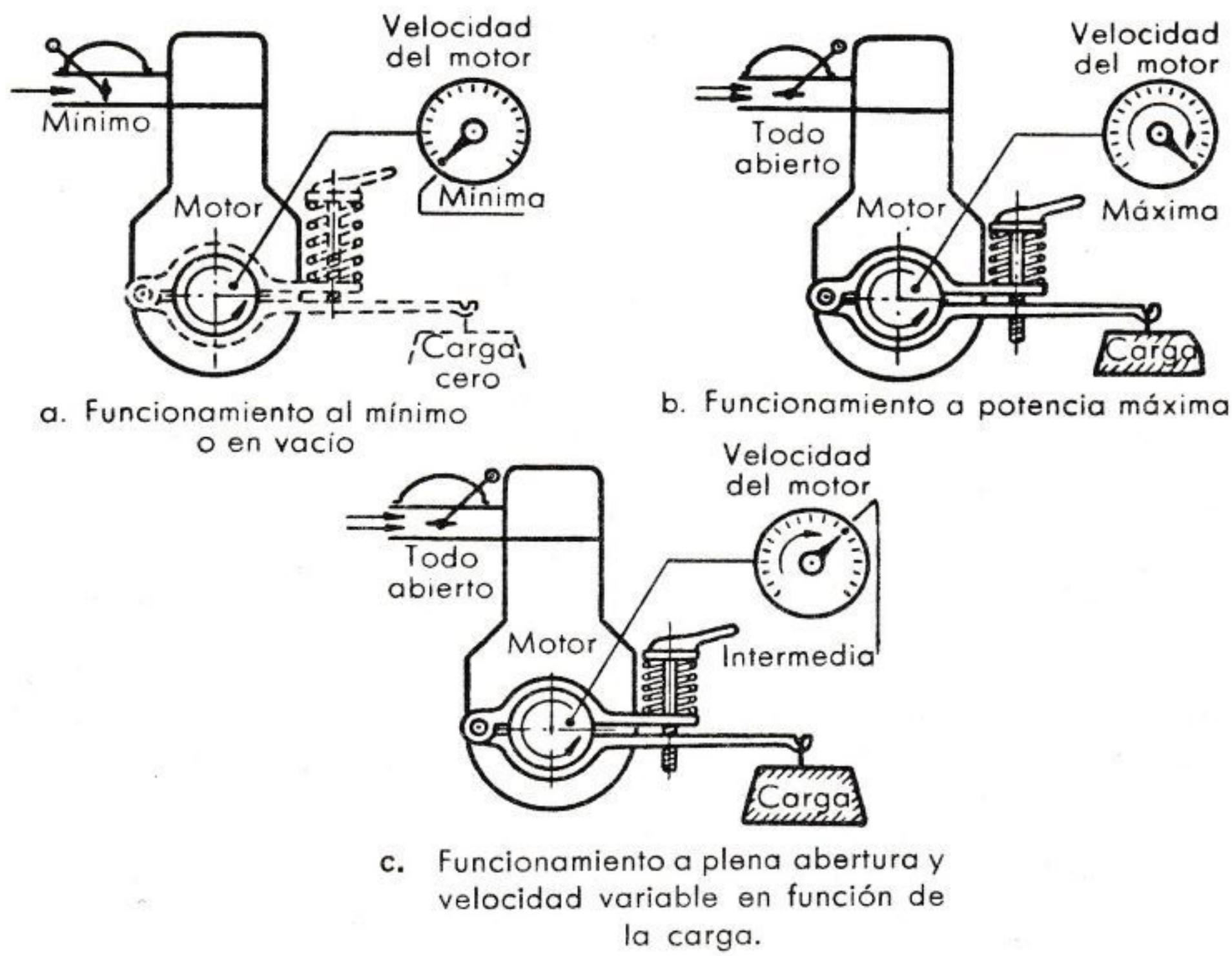


FIG. 13. — Funcionamiento de ambos tipos de motores alternativos.

Todo lo expuesto es válido tanto para los motores de EB como para los de EC.

La diferencia entre los dos tipos de motores se basa principalmente en el método de regulación de la cantidad de combustible que entra en el cilindro. En el motor de EB, la regulación de la cantidad de combustible se logra graduando el aire por medio de la válvula de mariposa del carburante. En el motor de EC, por el contrario, la regulación se hace solamente sobre el combustible, y se obtiene variando el caudal de la bomba de inyección.

CAPÍTULO II

REPASO DE TERMODINÁMICA

Para adquirir una noción completa del funcionamiento de los motores de combustión interna es necesario tener un perfecto conocimiento de los principios de la Termodinámica. Suponiendo que el lector tiene ya una cierta familiaridad con esta Ciencia, consideramos útil un repaso de las principales leyes y fórmulas aplicables al estudio de los motores endotérmicos.

II. 1. Energía. Trabajo. Calor

Con el término de **energía** se entiende en Física la **capacidad para realizar un trabajo.** Se realiza un trabajo cada vez que se efectúa un desplazamiento con la aplicación de una fuerza.

La energía se llama **potencial** cuando está contenida en un cuerpo o en un sistema y se identifica, por ello, con la posibilidad de efectuar un trabajo. Cuando, por el contrario, se manifiesta realizando efectivamente trabajo, se denomina **actuante** o **transitoria.**

La **energía potencial** puede definirse también como **energía almacenada** y, la **transitoria,** como **energía de transición** entre dos o más formas de energía potencial.

Así, por ejemplo, la energía de un cuerpo debida a la gravedad es **potencial** mientras el cuerpo está parado; cuando el cuerpo está cayendo, se transforma parcialmente en otra forma de energía llamada **energía cinética.**

Esta última constituye la energía de una masa en movimiento, esto es, energía de transición, y está comprendida en el vasto sector de la **energía mecánica.**

Las formas de energía que más interesan en nuestro estudio son la **energía mecánica** y la **energía térmica,** a las cuales corresponden, respectivamente, la capacidad de producir trabajo y calor.

Trabajo. El trabajo es energía mecánica de transición —por tanto, de naturaleza pasajera— y no puede ser almacenado en un cuerpo o en un sistema. Cuando un cuerpo es sometido a trabajo, en éste permanece

sólo el resultado del trabajo capaz de manifestarse bajo otra forma de energía; por ejemplo, energía térmica o energía potencial.

El trabajo se mide en kilográmetros (Kgm.). Un Kgm. equivale a la energía necesaria para levantar a 1 m de altura el peso de 1 kg.

Potencia. Es el trabajo realizado en la unidad de tiempo y se mide en kilográmetros por segundo (Kgm./seg.); pero las unidades prácticas de medida son el caballo métrico (CV), equivalente a 75 Kgm./seg., y el kilowatio (kw) que corresponde a 1,36 CV, esto es, 102 kgm./seg.

De la expresión de la potencia en caballos se deriva otra unidad de trabajo: el caballo-vapor por hora (CVh) para el trabajo de 75 Kgm./seg. durante una hora, es decir, para 3.600 seg.

Así tenemos:

$$1 \text{ CVh} = 75 \times 3.600 \text{ Kgm.} = 270.000 \text{ Kgm.}$$
$$1 \text{ Kwh} = 102 \times 3.600 = 367.000 \text{ Kgm.}$$

Calor. El calor es la energía térmica de transición a través de las superficies que limitan un sistema. Para que haya una transmisión de calor es necesario que exista una diferencia de temperatura entre el sistema considerado y el medio que lo circunda.

El calor se mide en kilocalorías (Ca). La kilocaloría es la cantidad de calor necesaria para calentar 1 kg de agua de 14,5° C a 15,5° C.

II. 2. Principio de equivalencia o primer principio de la termodinámica

La aplicación de la ley física de la conservación de la energía al campo de la Termodinámica ha dado origen a la hipótesis, universalmente aceptada, llamada **«principio de equivalencia»** o **«primer principio de la Termodinámica».**

El primer principio de la Termodinámica es el compendio de varios trabajos experimentales que condujeron a MAYER a enunciarlo en los términos siguientes: *El calor es transformable en trabajo, y viceversa, según una relación constante.*

En otras palabras, **las energías térmica y mecánica no pueden ser creadas ni destruidas, sino convertidas la una en la otra.**

Esto significa que cuando se produce energía mecánica por medio de calor, se gasta una cierta cantidad de calor por cada unidad de trabajo producida; y, al contrario, cuando se produce calor a expensas de energía mecánica, la misma cantidad de calor es generada por cada unidad de trabajo gastado. De los resultados experimentales se deduce que, gastando una cantidad de calor equivalente a 1 Ca, se obtiene un trabajo de 427 Kgm, o viceversa.

Indicando por L (en Kgm) el trabajo producido (o gastado), y por Q (en Ca), la cantidad de calor gastado para realizarlo (o generarlo), podemos escribir:

$$Q = A\,L,$$

fórmula en la cual:

$$A = \text{Equivalente térmico de trabajo} = \frac{1}{427}\ \text{Ca/Kgm.}$$

II. 3. Estados termodinámicos y transformaciones

De la primera ley de la Termonidámica se deduce el siguiente principio: para que el fluido activo se expansione en el cilindro motor y desplazando al pistón produzca trabajo mecánico, es necesario gastar cierta cantidad de calor, que es producido por el combustible introducido en el motor.

La energía correspondiente es introducida y transformada en trabajo mediante un fluido.

La composición del fluido varía durante su paso en el motor. A la entrada del motor está constituido por el aire atmosférico; en el cilindro está formado previamente a la combustión, por la mezcla de aire y combustible, y después de aquélla, por el gas producido en la misma combustión. Su presión y temperatura varían durante la permanencia en el motor.

El fluido activo está, pues, compuesto de varios elementos que pasan por el motor a través de estados diversos.

El **estado termodinámico** de un fluido o de un elemento cualquiera está definido por sus **condiciones de presión, temperatura, volumen, entalpía, energía interna** y **entropía**, es decir, por los valores de las llamadas *magnitudes características* del fluido.

Explicaremos más adelante el significado de entalpía, energía interna y entropía. Por ahora nos limitamos a citar estos conceptos afirmando que, con la presión, la temperatura y el volumen, sirven para definir cada estado del fluido. En total son seis las características que definen un estado; pero, en general, es suficiente establecer el valor de dos de ellas, elegidas de modo apropiado, para definir el estado; en efecto, elegidos estos dos valores, quedan, de consiguiente, definidos los valores de las otras características.

Para que se verifique un cambio de estado, esto es, una transformación, basta variar una de las magnitudes características. Se llama **transformación** cualquier variación del estado físico de un fluido, causada por un fenómeno cualquiera. Cada magnitud característica está definida en función del estado y depende tan sólo de éste y no de la transformación entre un estado y otro.

Se dice que una transformación es *reversible* cuando, una vez realizada, puede ser reproducida exactamente en sentido inverso, de manera que el fluido vuelva al estado inicial pasando por una sucesión idéntica de estados. Es transformación reversible la que da un rendimiento igual a la unidad; se trata de un cambio ideal o perfecto, para el cual se cumple la condición de que la energía gastada, cuando la transformación se verifica en un sentido, es igual a la producida cuando la transformación se lleva a cabo en sentido inverso.

Una transformación se llama *irreversible* si la energía suministrada al fluido cuando la transformación se verifica en un sentido, no es completamente restituida cuando la misma se realiza en sentido inverso.

En la práctica, todas las transformaciones son irreversibles y, por tanto, su rendimiento resulta inferior a la unidad.

Sin embargo, para simplificar los problemas del análisis termodinámicos, en el estudio de los motores endotérmicos se consideran reversibles todas las transformaciones, aunque no puedan reproducirse en la práctica.

II. 4. Sistemas de flujo continuo y sistemas sin flujo

Los motores alternativos se distinguen de la turbina por el modo según el cual el fluido operante pasa por el motor. En el motor alternativo, el fluido permanece sin movimiento durante el ciclo y se renue-

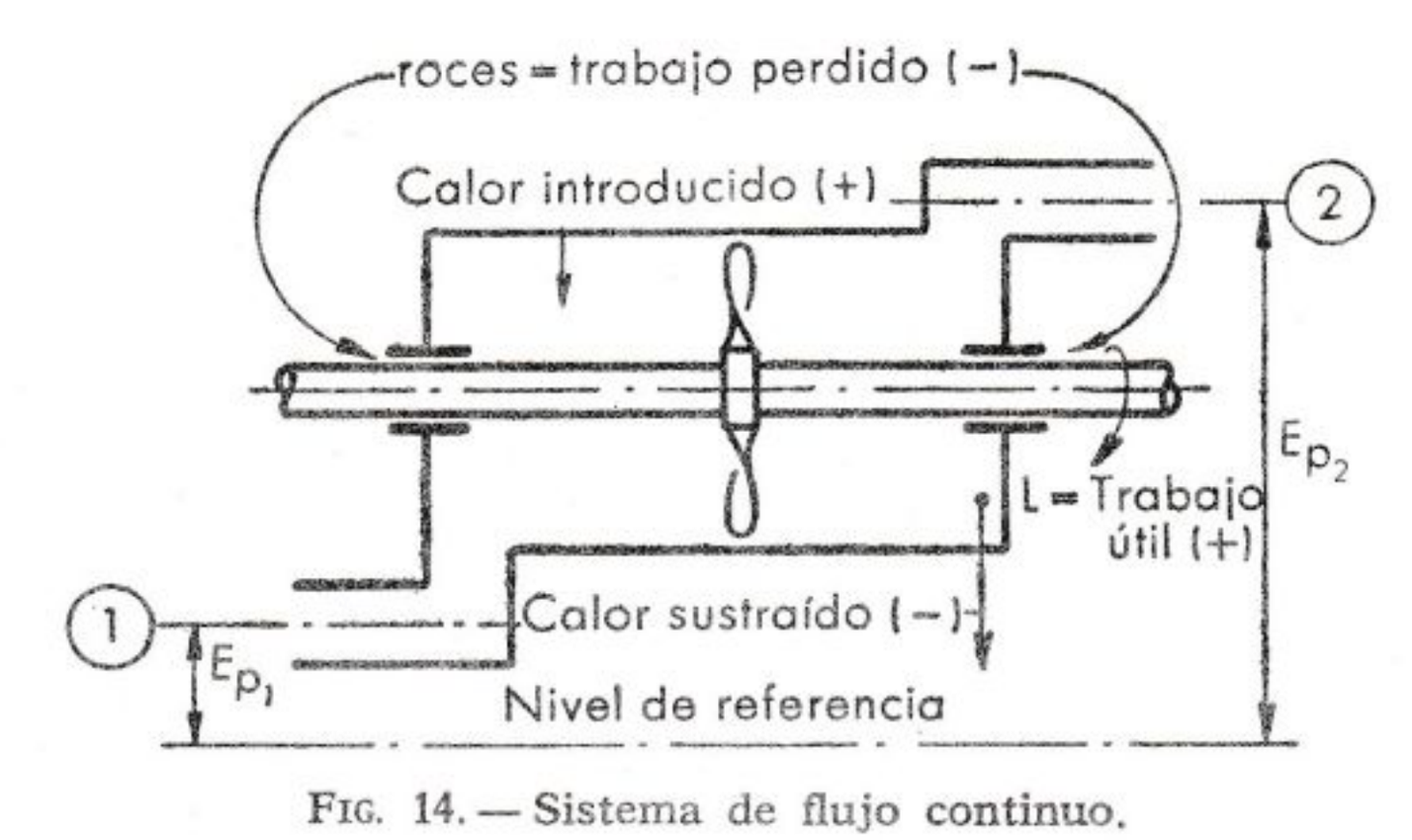


FIG. 14. — Sistema de flujo continuo.

va en cada ciclo; en la turbina, el fluido transcurre con movimiento continuo. La turbina es un **sistema de flujo continuo;** el motor alternativo, un **sistema de flujo intermitente,** cuyos ciclos respectivos se desarrollan cuando el flujo es interrumpido, esto es, sin flujo o corriente. Este sistema puede ser considerado como un caso particular del primero.

Consideremos un sistema en el cual un fluido pasa sin interrupción, esto es, según un **flujo continuo** (fig. 14). El fluido se encuentra a la entrada en el estado 1, al cual corresponden los valores p_1, v_1, U_1, V_1, respectivamente, de presión, volumen, energía interna y velocidad; y a la salida se halla en el estado 2, al cual corresponden los valores p_2, v_2, U_2, V_2 de tales características. Durante el paso a través del sistema, un peso unitario del fluido recibe una cierta cantidad de calor Q y realiza un determinado trabajo útil L. El caso expuesto, ilustrado en la figura 14, representa el caso general que comprende todas las formas de energía.

Estas formas de energía, siempre referidas al peso unitario de fluido, son:

E_p = Energía potencial, que posee el fluido en virtud de su posición respecto a un plano de referencia. Está dada por la cota respecto a dicho plano. En los motores endotérmicos es tan pequeña, que puede considerarse despreciable. Está medida en Kilográmetros por Kilogramo (Kgm/Kg).

E_c = Energía cinética, poseída por el fluido en virtud de su velocidad V. Está dada por $\frac{V^2}{2g}$, en la cual V está medido en m/s, y g, como es sabido, es la aceleración de la gravedad en m/seg². La energía cinética está medida en Kgm/Kg.

$p\,v$ = Energía mecánica, debida al hecho de que el flujo se produce en forma continua. Tenemos que, en cada sección transversal del sistema, una porción elemental del fluido en movimiento es empujado por la porción elemental que le sigue, con una fuerza igual a la presión específica p multiplicada por el área s de la sección. El producto de esta fuerza por el desplazamiento elemental dl nos da el valor del trabajo dL realizado por un cierto peso del fluido: $dL = ps\ dl$. Pero como el producto sdl, dividido por el peso del fluido, no es sino la variación dv de su volumen específico, obtenemos: $dL = p\,dv$, o bien, en términos finitos: $L = p\,v$. Por tanto, el producto $p\,v$ de la presión específica por el volumen específico es un trabajo, es decir, energía mecánica, que se mide en Kgm/Kg. Cuando no hay flujo, esto es, cuando el fluido no está en movimiento, la energía $p\,v$ es energía potencial, es decir, almacenada, y no le corresponde trabajo alguno.

U = Energía interna, o bien energía térmica almacenada, poseída por el fluido en virtud de la posición y del movimiento de las moléculas que lo componen. Como sabemos por la Física, a cada alteración de la temperatura de un cuerpo corresponde un cambio en la velocidad de sus moléculas [1], esto es, una variación de la energía cinética molecular,

---

[1] A la temperatura absoluta de 0° K (—273° C) son nulas la velocidad y la energía de las moléculas de cualquier cuerpo; por consiguiente, para que haya movimiento molecular —y por tanto energía—, es necesario que el cuerpo se halle dotado de un cierto grado de temperatura.

mientras a cada modificación de volumen, cambiando la distancia mutua entre las moléculas, corresponde una alteración de la fuerza interna de cohesión o atracción molecular, es decir, una variación de la energía potencial molecular.
La suma de las energías cinética y potencial de las moléculas constituye la **energía interna** U de un cuerpo. En el caso particular de un gas, la **energía potencial es despreciable;** por ello, la energía interna no depende de la dilatación y está **constituida exclusivamente por la energía cinética molecular.** De este principio se deduce la **ley de Joule: «La energía interna de un gas depende sólo de su temperatura»** ([2]). Se mide también en kilocalorías por kilogramo (Ca/Kg).

Q_1 y Q_2 = calor, esto es, energía térmica.
El calor introducido en el sistema se considera con signo positivo, y el que sale del mismo, con signo negativo. Se mide en Ca/Kg.

L_1 y L_2 = trabajo, esto es, energía mecánica.
El trabajo realizado por el sistema, a saber, el trabajo útil, lleva signo positivo; en cambio, el calor absorbido por el mismo lo lleva negativo. Está medido en Kgm/Kg.

Como ya hemos indicado, los motores de turbina son sistemas de flujo continuo, mientras que los motores alternativos lo son de flujo intermitente, puesto que cada ciclo se desarrolla sin corriente del fluido. En los sistemas de flujo continuo, la combustión se lleva a cabo sin interrupción, y los órganos del motor son, por ello, mantenidos durante todo el funcionamiento a la elevada temperatura de combustión. En los sistemas de flujo intermitente, la combustión se realiza, por el contrario, a intervalos: el tiempo de su duración es una fracción del correspondiente a cada ciclo; por esta causa, la temperatura media de los órganos en contacto con el gas de combustión es mucho más baja. Ésta es una de las razones por la cual los motores de pistón se han desarrollado antes que los motores de turbina.

II. 5. Ecuación de la energía aplicada a los motores endotérmicos

Como ya hemos visto, la ecuación de conservación de la energía es la expresión algebraica del primer principio de la Termodinámica. Apliquémosla, por ejemplo, al sistema de flujo continuo esquematizado en la figura 14, el cual ha sido trazado con una remota referencia a la turbina de gas. Igualaremos la energía total del fluido al ingreso, esto es, en el estado 1, a la correspondiente del fluido a la salida del sistema, o sea, en el estado 2, y tendremos en cuenta también la energía introducida con la combustión de la gasolina, del gasoil o de otros combus-

([2]) En función del calor específico (véase párrafo II. 8), la expresión de la energía interna es: $U = c_v T$.

tibles apropiados, así como de la extraída durante el transcurso a través del sistema.

Como ya hemos indicado, en los motores endotérmicos es nula y despreciable la variación de la energía potencia $E_{p2} - E_{p1}$; por eso, en la ecuación no tenemos en cuenta esta forma de energía. Expresando los valores de la energía en cantidades de calor por cada kilogramo del fluido activo, tendremos:

$$\frac{A\ V_1^2}{2\ g} + A\ p_1\ v_1 + U_1 + Q_{1-2} = \frac{A\ V_2^2}{2\ g} + A\ p_2\ v_2 + U_2 + A\ L_{1-2}\,.$$

El término $p\,v$ se halla presente en la ecuación mientras exista flujo o corriente. Como quiera que los términos U y $p\,v$ aparecen frecuéntemente unidos, se ha considerado conveniente representar su suma:

$$h = U + A\ p\,v$$

como una característica del fluido que se llama **entalpía.**

Introduciendo la entalpía en la ecuación, tenemos:

$$\frac{A\ V_1^2}{2\ g} + h_1 + Q_{1-2} = \frac{A\ V_2^2}{2\ g} + h_2 + A\ L_{1-1}\,.$$

Esta forma de la ecuación de la energía es directamente aplicable tanto a la turbina de gas como a las partes que la componen; el compresor, la cámara de combustión y la turbina propiamente dicha.

En el caso de los motores alternativos, como ya hemos dicho, la transformación se repite cíclicamente, y durante cada una de estas transformaciones no hay corriente de fluido. Por ello, la velocidad V del mismo es igual a cero, y el término $p\,v$, que representa la energía del flujo, es nulo. La ecuación resulta, pues, simplificada en la siguiente forma:

$$U_1 + Q_{1-2} = U_2 + A\ L_{1-2}\,.$$

Trasladando los términos, tendremos:

$$Q_{1-2} = (U_2 - U_1) + A\ L_{1-2}\,.$$

Esto significa que en los motores alternativos el calor introducido equivale a la suma de la variación de la energía interna y del trabajo realizado. Si no hay introducción de calor, todo el trabajo es realizado a expensas de la energía interna del fluido.

II. 6. El trabajo en el diagrama p-v

En el estudio de los motores alternativos es de fundamental importancia la determinación del trabajo mecánico producido durante cada ciclo. Para simplicidad, se consideran las fases de compresión y expansión como transformaciones reversibles realizadas en un cilindro en que el pistón se traslada sin rozamientos de ninguna clase, y el fluido tampoco los experimenta por causa de su movimiento (fig. 15).

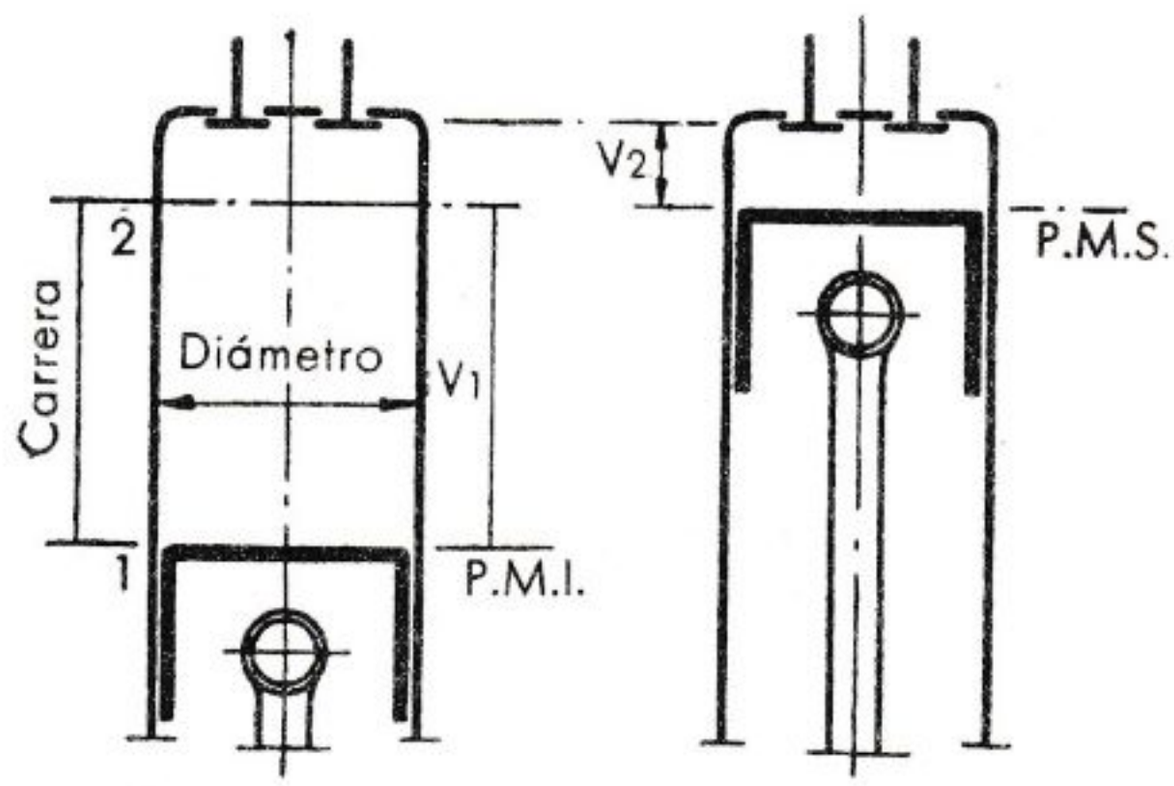


FIG. 15. — Sistema sin flujo.

La más notable representación (debida a CLAPEYRON) de una transformación de este tipo es la realizada tomando como abscisas los volúmenes y como ordenadas las presiones del fluido,

Una transformación cualquiera entre los estados 1 y 2 está representada en el plano $p\,v$ (véase fig. 16) por una línea que une los puntos 1 y 2: la llamada **línea térmica.** Referidos al caso específico de un cilindro de motor alternativo, los valores v_1 y v_2 del volumen del gas corresponden a las posiciones extremas del pistón. Para un desplazamiento elemental $d\,c$ del pistón, el trabajo realizado puede expresarse así:

$$dL = p\,s\,dc,$$

donde p es la presión específica en el cilindro, y s, el área de la superficie del pistón.

Como el producto $s\,dc$ dividido por el peso del fluido representa la variación del volumen específico dv, la ecuación del trabajo se convierte en

$$dL = p\,dv.$$

En la figura aparece claro que si la presión p es constante, durante

la variación de volumen $d\,v$, el producto $p\,dv$ representa el área del rectángulo elemental rayado.

Integrando entre los límites 1 y 2, obtenemos:

$$L_{1-2} = \int_1^2 p\,dv = \text{área } (v_1 - 1 - 2 - v_2).$$

Si p = presión específica absoluta en Kg/m²
v = volumen específico en m³/Kg,

resulta:

L_{1-2} = trabajo realizado durante el curso del pistón en Kgm por kg fluido activo.

De donde se infiere en conclusión, que el área situada debajo de una línea térmica en coordenadas p-v es igual al trabajo realizado durante la transformación.

Cuando el proceso se efectúa de derecha a izquierda, como en la carrera de compresión, el trabajo es realizado **sobre** la sustancia operante y se considera negativo. Cuando el proceso se verifica de izquerda a derecha, como en la expansión, el trabajo es realizado **por** el fluido operante, esto es, por el gas de combustión, y se considera positivo.

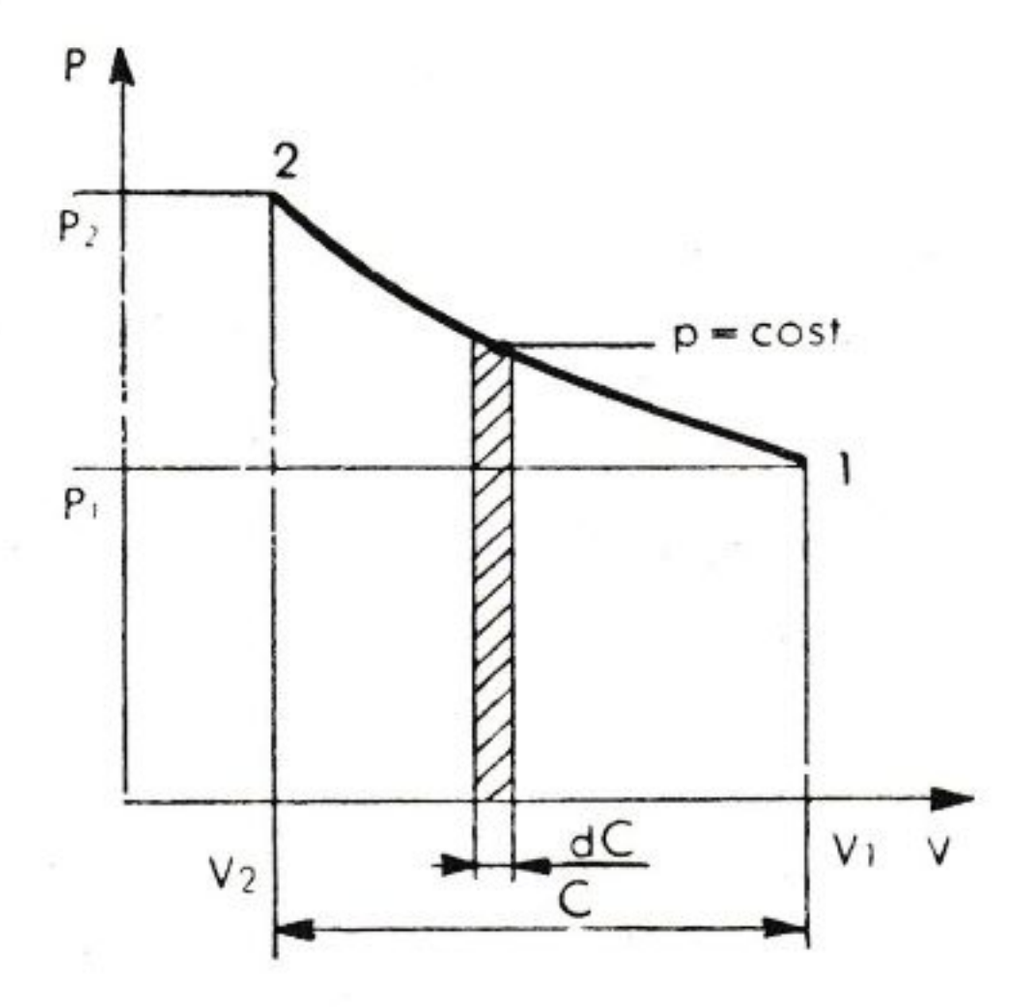


FIG. 16.

Es importante observar que la entidad del trabajo realizado, correspondiente al área comprendida debajo de la línea térmica, depende de la forma de ésta, es decir, del modo de variar el estado del fluido entre las fases iniciativa y final.

Por tanto, es necesario conocer el proceso de la transformación para poder calcular el trabajo.

II. 7. Entropía y calor en el diagrama T-S

Así como el trabajo dL está expresado por el producto de la presión por la variación del volumen, $dL = p\,dv$, de igual modo el calor dQ, equivalente al trabajo dL, puede ser expresado por el producto de la temperatura absoluta T por la variación de otra característica, la **entropía** S (del griego *trop*, «transformación»):

$$dQ = T\ dS.$$

De ello se deduce que, para valorar la cantidad de calor intercambiada, no es necesario conocer los valores absolutos de la entropía S, sino tan sólo la variación dS.

Haciendo referencia a la figura 17, consideraremos sobre una línea de transformación cualquiera una longitud infinitesimal en la que la temperatura T se pueda estimar constante.

Entonces, el área elemental a viene dada por el producto $T\ dS$, es decir:

$$a = T\ dS = T\frac{dQ}{T} = dQ,$$

y representa la cantidad de calor infinitesimal intercambiada en una longitud infinitamente pequeña de la línea térmica. En forma finita para la transformación 1-2 tendremos:

$$Q = \int_1^2 T\ dS = \text{área}\ (S_1 - 1 - 2 - S_2).$$

Por esto, si en coordenadas p-v, el área comprendida entre la línea térmica, las ordenadas extremas y el eje de las abscisas (volúmenes) representa el trabajo desarrollado durante la transformación, de análoga manera, en coordenadas T-S (1), el área comprendida entre la línea térmica, las ordenadas extremas y el eje de las abscisas (entropías) determina el calor intercambiado por el fluido con el exterior (fig. 18).

De la figura 17 se deduce también claramente que, al igual que el

(1) Con objeto de que resulten válidas las propiedades del plano *(T-S)*, es importante recordar que la temperatura T está expresada en grados absolutos (KELVIN) y que el cero de la escala corresponde, por tanto, al cero absoluto (—273° C).

trabajo, la cantidad de calor depende exclusivamente de la forma de la línea térmica en el transcurso del estado iniciativo al final; es necesario, por tanto, conocer la ley de la transformación para poder calcular la cantidad de calor intercambiada.

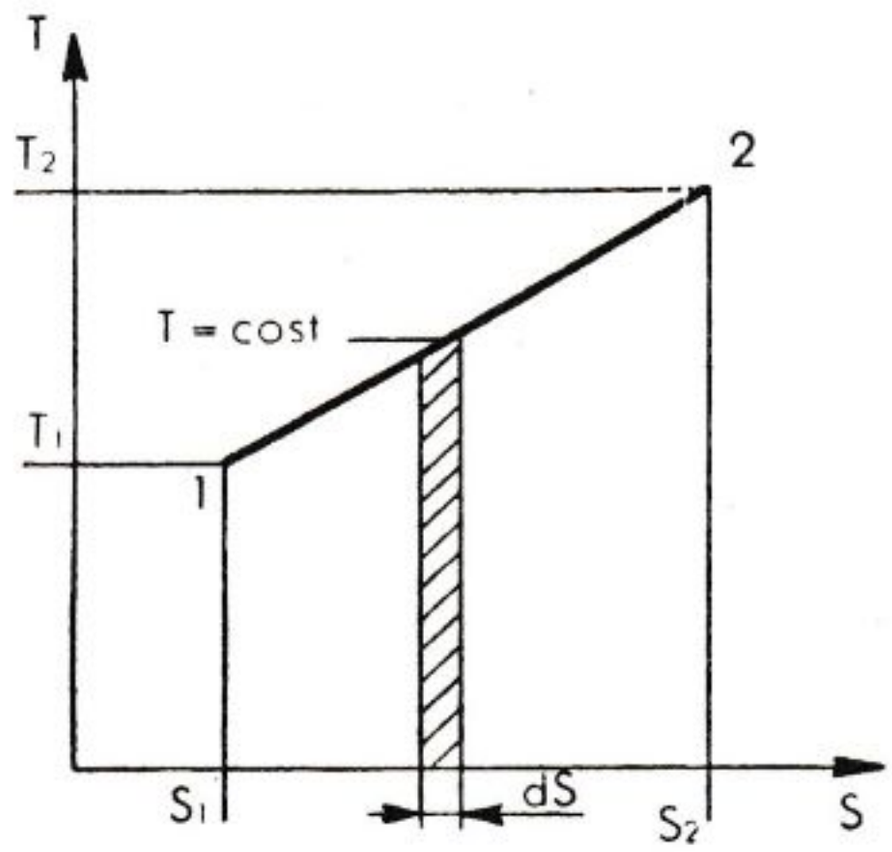


Fig. 17.

Si la transformación se verifica de derecha a izquierda, el calor es suministrado al sistema y toma signo positivo; si se realiza de izquierda a derecha, el calor es sustraído y toma signo negativo.

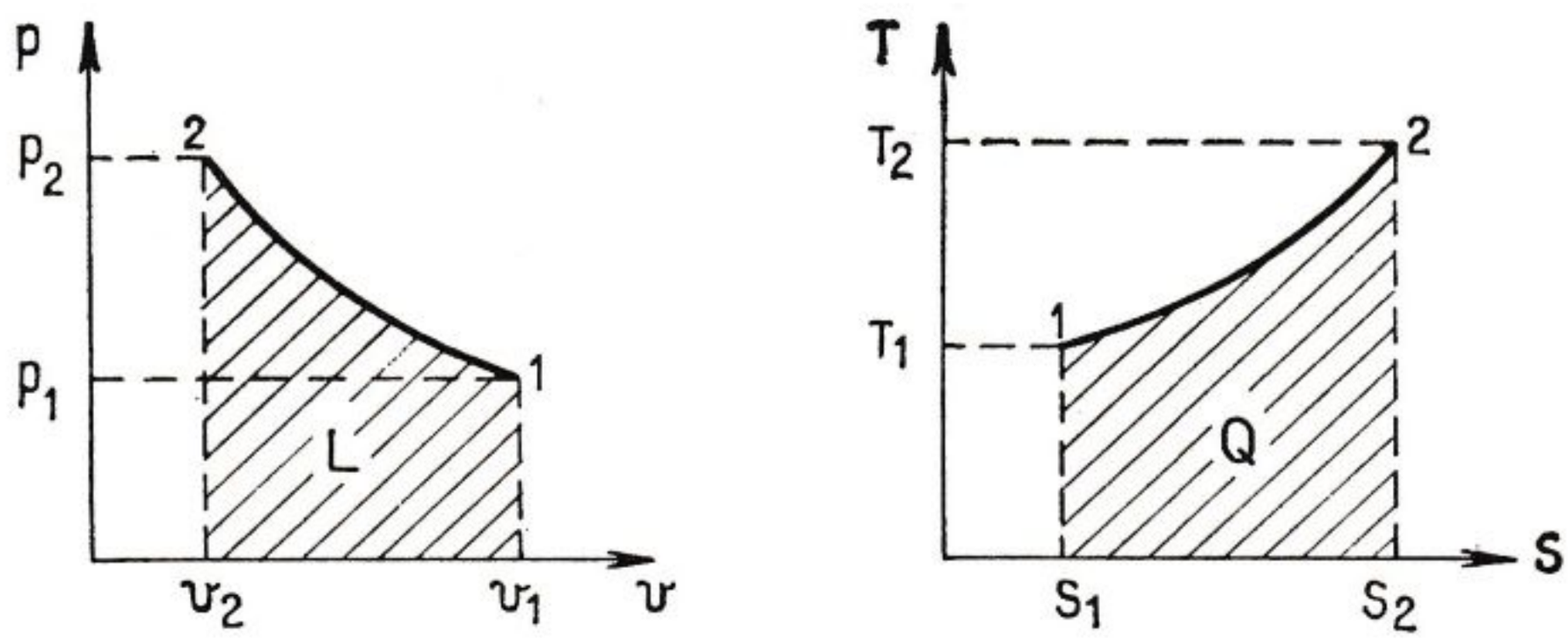


Fig. 18. — El área rayada representa el trabajo en coordenadas p v y el calor en coordenadas T S.

II. 8. Calores específicos

Referido a cualquier proceso reversible, el calor específico puede definirse como la cantidad de calor necesaria para elevar la temperatura

de un kilogramo del fluido correspondiente. Teniendo en cuenta la unidad de medida, el calor específico viene expresado de la siguiente manera:

$$Q = c_x \ (T_2 - T_1) \qquad \text{(Ca/kg)}$$

donde c_x = calor específico para la transformación x en Ca/kg °K.

Para una transformación a **presión constante,** la ecuación será:

$$(1) \qquad Q = c_p \ (T_2 - T_1) \qquad \text{(Ca/kg)}$$

Para una transformación a **volumen constante,** la ecuación se plan tenará así:

$$(2) \qquad Q = c_v \ (T_2 - T_1) \qquad \text{(Ca/kg)}$$

Los calores específicos c_p a presión constante y c_v a volumen constante, así como su relación,

$$(3) \qquad k = \frac{c_p}{c_v}$$

son de gran importancia en el estudio de los motores de combustión interna.

Entre límites iguales de temperatura, c_p es mayor que c_v: en efecto, el calor introducido o sustraído durante una transformación a presión constante es mayor que el calor introducido o sustraído durante una transformación a volumen constante, consecuencia del trabajo realizado

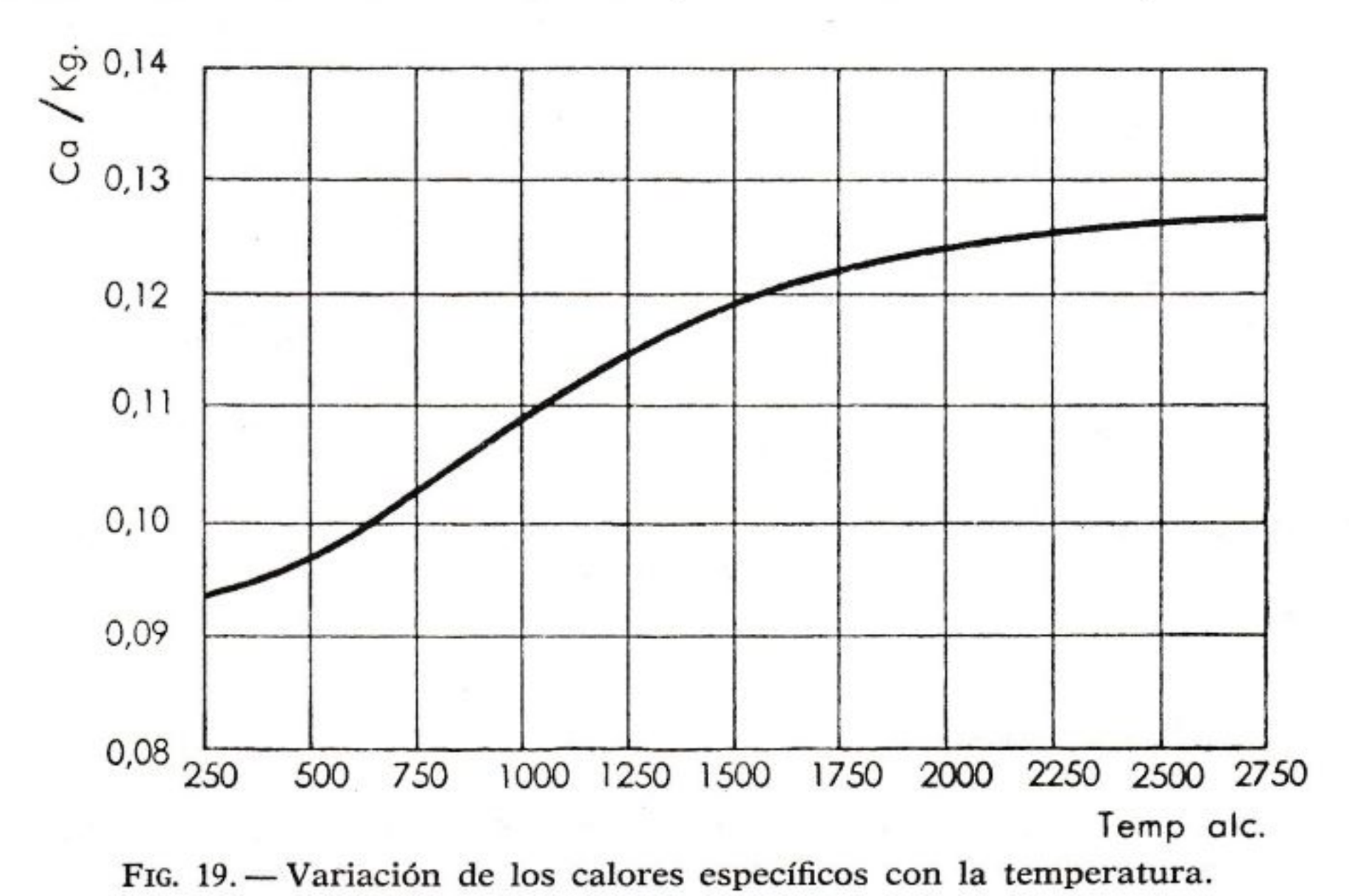


FIG. 19. — Variación de los calores específicos con la temperatura.

por la expansión del fluido operante, trabajo que resulta nulo cuando el volumen permanece constante.

Por tanto, en el diagrama *T-S* la curva de transformación a volumen constante tiene inclinación mayor que la descrita trabajando a presión constante: en efecto, si, entre los mismos límites de temperatura, durante una transformación 1-2 a presión constante, es necesario introducir o sustraer una cantidad de calor mayor que durante una transformación 1-2 a volumen constante, tiene que ser mayor el área $S_1 - 1 - 2 - S_2$ que la representa.

Los calores específicos de los gases, con excepción de los gases monoatómicos, varían mucho con el cambio de la temperatura, según se muestra en el gráfico representado en la figura 19.

Se debe subrayar que los calores específicos para el aire aumentan con el ascenso de la temperatura, mientras la relación de los calores específicos disminuye con el incremento de la temperatura. Por ello, las ecuaciones (1), (2) y (3) sólo pueden emplearse en los gases ideales, para los cuales se supone que c_p y c_v permanecen constantes durante toda la gama de temperaturas.

Estas ecuaciones podrán ser usadas en los demás casos únicamente cuando se disponga de tablas o ecuaciones empíricas para determinar los valores medios de los calores específicos en toda la gama de las temperaturas a que se opera. En el texto, las ecuaciones (1), (2) y (3) se utilizarán tan sólo para los ciclos ideales en los cuales se supone que c_p, c_v y k se mantienen constantes a lo largo de cualquier variación de temperaturas, con los siguientes valores:

$$c_p = 0{,}241 \text{ Ca/kg } ^\circ\text{C} \qquad c_v = 0{,}172 \text{ Ca/kg } ^\circ\text{C} \qquad k = 1{,}4.$$

II. 9. Los gases perfectos

Se consideran «gases perfectos» los gases ideales para los cuales se verifican las leyes de Boyle-Mariotte y de Gay-Lussac, resumidas en la relación que une presión, volumen y temperatura, llamada *ecuación de estado:*

$$p\,v = R\,T,$$

en el cual, p es la presión; v, el volumen específico; R, una constante, y T, la temperatura absoluta. De la misma ecuación de estado resulta que la temperatura absoluta T es la expresión de la temperatura en una escala tal, que cada aumento de volumen de un gas perfecto (a presión constante) es directamente proporcional al aumento de temperatura, o bien que cada aumento de presión a volumen constante es proporcional al aumento de temperatura. A 0° C, la temperatura absoluta es igual a 273° K.

Los valores de R se calculan teniendo en cuenta la *ley de Avogadro:* «*Volúmenes iguales de gas en las mismas condiciones de temperatura y de presión, contienen igual número de moléculas*».

De esta ley resulta que si, en las mismas condiciones de temperatura y de presión, tenemos cantidades diversas de gas, y el peso en gramos de cada una de ellos es igual al propio peso molecular, cualquiera de estas cantidades ocupará el mismo volumen, por cuanto contienen todas el mismo número de moléculas.

Así, 2 gr de hidrógeno, 32 de oxígeno y 28 de nitrógeno ocuparán el mismo volumen, el cual, a la temperatura de 0° C y a la presión de 760 milímetros de mercurio, tiene el valor de 22,4 dm³. *Para el aire, cuyo peso molecular medio es de 28,95,* resulta *que 28,95 gr, a la temperatura de 0° C y presión de 760 mm de mercurio (Hg), ocuparán un volumen de 22,4 dm³.*

Por tanto, el volumen ocupado por un gramo de aire, a saber, su volumen específico, es:

$$v = \frac{22{,}4}{28{,}95}\ \mathrm{dm^3/gr.}$$

Como quiera que, a 0° C, T es igual a 273° K, y a la presión de 760 mm de Hg, p equivale a 103,33 Kg/dm², resolviendo la ecuación de estado, obtenemos:

$$R = \frac{22{,}4 \times 103{,}33}{28{,}95 \times 273} \cdot \frac{1000}{10} = 29{,}27\ \mathrm{Kgm/kg^o\,K.}$$

y, por tanto, para el aire, $p\,v = 29{,}27\ T$.

Calentando 1 kg de aire en un cilindro desde la temperatura T_1 a la temperatura T_2 y manteniendo la presión constante p_1 de manera que el volumen pase del valor v_1 al v_2, se realiza un trabajo L en kilográmetros dado por $p_1\,(v_2 - v_1)$; haciendo $T_2 - T_1 = 1°$, se tiene el trabajo realizado por grado absoluto, que es igual a R.

II. 10. Relaciones de los gases perfectos

Para un gas perfecto, la energía interna es directamente proporcional a su temperatura. Así, en coordenadas p-v, las líneas de temperatura constante son también líneas de energía interna U constante. Además, la variación de energía interna entre dos estados cualesquiera es la misma cualquiera que sea la transformación, y, por tanto, la energía interna es una función cuyos valores dependen sólo del estado del gas.

Un método sencillo para calcular la variación de la energía interna consiste en aplicar la ecuación del sistema a flujo intermitente:

$$Q = U_2 - U_1 + A\,L_{1-2} \qquad \text{(Ca/kg)}$$

Puede ser elegida una transformación cualquiera entre dos puntos; por simplicidad, empero, nos hemos referido a la transformación a volumen constante. Para ésta, el área debajo de la línea térmica en el diagrama p-v es igual a cero. Por tanto, $L_{1-2} = 0$, y la ecuación resulta:

$$Q = U_2 - U_1 .$$

Igualando esta ecuación a la del calor específico a volumen constante, tenemos:

$$U_2 - U_1 = c_v \ (T_2 - T_1),$$

ecuación que permite calcular la variación de energía interna de un gas perfecto en función del salto de temperatura, independientemente del recorrido de la línea térmica entre los dos estados y conociendo el valor medio de c_v.

La **entalpía** h de un gas perfecto también es proporcional a su temperatura. Por tanto, en coordenadas T-S, las líneas de temperatura constante son también líneas de entalpía constante.

Un método sencillo para calcular la variación de entalpía en una transformación a flujo intermitente, o sin flujo, es el siguiente. Como el trabajo está dado por

$$A\,L = A\ p_2 v_2 - A\ p_1 v_1$$

la ecuación de la transformación sin flujo será:

$$Q = (U_2 - U_1) + (A\ p_2 v_2 - A\ p_1 v_1).$$

Y siendo, por definición,

$$h_1 = U_1 + A\ p_1 v_1 \qquad \text{y} \qquad h_2 = U_2 + A\ p_2 v_2$$

tenemos:

$$Q = h_2 - h_1 .$$

Para una transformación a presión constante $p_1 = p_2$ igualando esta ecuación con la obtenida para el calor específico a presión constante, resulta:

$$h_2 - h_1 = c_p \ (T_2 - T_1),$$

la cual proporciona la variación de entalpía entre dos estados en función de las temperaturas correspondientes, independientemente del recorrido de la línea térmica de la transformación.

Se puede obtener una útil relación entre los calores específicos y la constante R del gas del modo siguiente.

Siendo

$$U = c_v T; \qquad p\,v = R\,T \qquad \text{y} \qquad h = c_p T,$$

podemos sustituir estos valores en la expresión de la entalpía

$$h = U + A\ p\,v,$$

y obtendremos:

$$c_p\ T = c_v\ T + A\,R\ T;$$

y eliminando T, nos queda:

$$c_p = c_v + A\,R \qquad \text{(Ca/kg °K).}$$

II. 11. Transformaciones de los gases perfectos

Las transformaciones más importantes en el estudio de los motores de pistón son las que se efectúan a **volumen constante** (isócoras), a **presión constante** (isobaras) y a **entropía constante** (isentrópicas), las cuales se verifican sin flujo, esto es, cuando la corriente del fluido se interrumpe para dar origen a los ciclos térmicos.

Transformación a volumen constante (v—const.)

Apliquemos la ecuación de la energía a un sistema de flujo intermitente:

$$Q = U_2 - U_1 + A\,L.$$

Como puede verse en el diagrama p-v (fig. 20), el área representativa del trabajo L, es igual a cero, y la ecuación toma, por ello, la siguiente forma:

$$Q = U_2 - U_1 = c_v\ (T_2 - T_1).$$

Por tanto, en una transformación a volumen constante con introducción de calor, varía la energía interna del fluido activo. La variación está representada por el área rayada en el diagrama T-S.

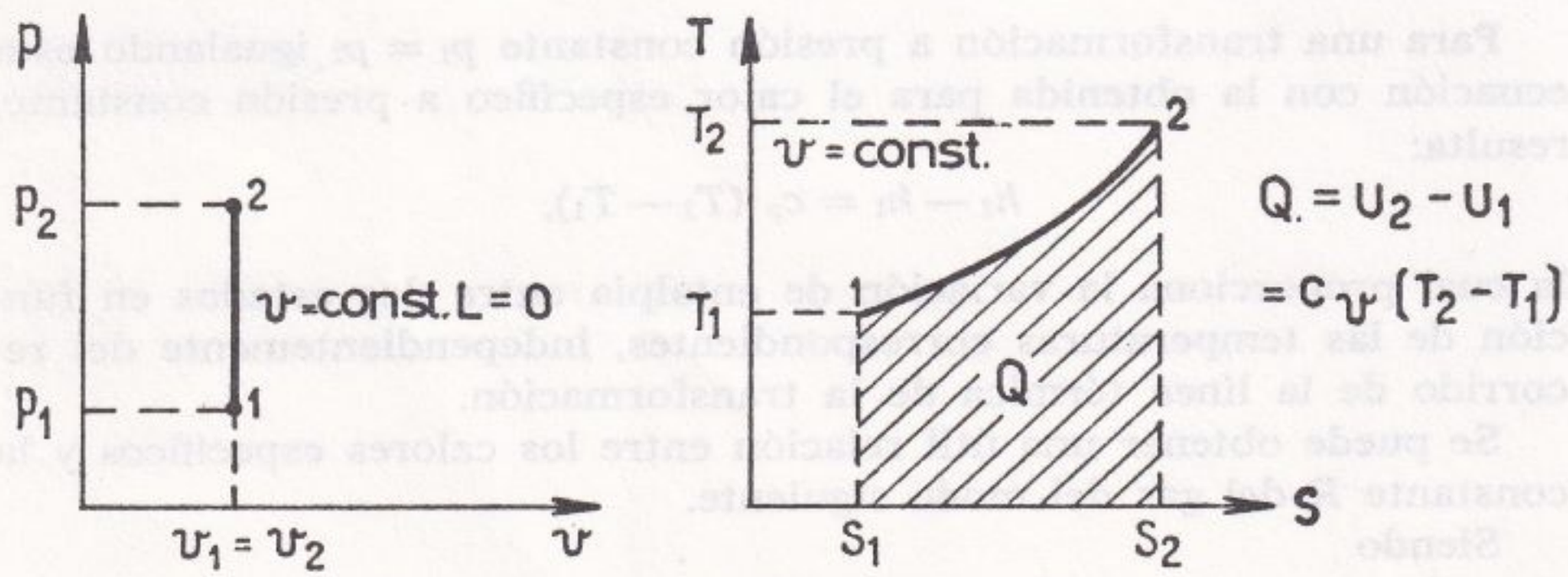


FIG. 20.

UNIVERSIDAD DE VALLADOLID

Además, como la transformación se verifica a volumen constante, es $v_1 = v_2$, y, por tratarse de un gas perfecto,

$$\frac{p_1 v_2}{T_1} = \frac{p_2 v_2}{T_2};$$

de donde resulta:

$$\frac{p_1}{T_1} = \frac{p_2}{T_2}.$$

Transformación a presión constante (p=const.)

Partiendo siempre de la ecuación de energía para un sistema de flujo intermitente:

$$Q = U_2 - U_1 + A\,L;$$

y como, según el plano p-v,

$$L = p_2 v_2 - p_1 v_1$$

la ecuación se transforma en

$$Q = (U_2 + A\ p_2 v_2) - (U_1 + A\ p_1 v_1) = h_2 - h_1 = c_p\ (T_2 - T_1).$$

Por tanto, en una transformación a presión constante varía la entalpía del fluido operante. Esta variación de entalpía se representa por el área rayada en el diagrama T-S (fig. 21).

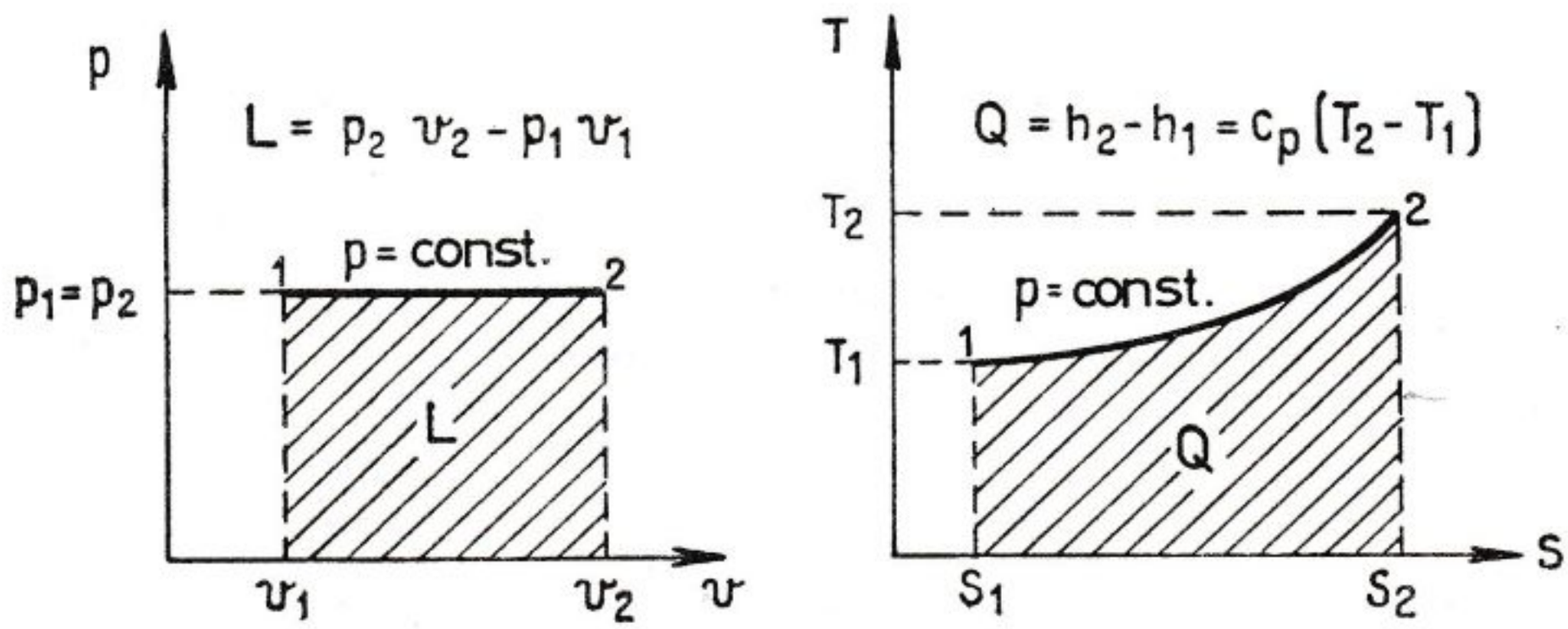


FIG. 21.

Además, como la transformación se lleva a cabo a presión constante, es $p_2 = p_1$, y, por tratarse de un gas perfecto, tenemos:

$$\frac{p_1 v_1}{T_1} = \frac{p_2 v_2}{T_2};$$

de donde resulta, finalmente:

$$\frac{v_1}{T_1} = \frac{v_2}{T_2}$$

Transformación isentrópica o adiabática reversible ($p\,v^k = \text{cost.}$)

Por definición, la transformación adiabática es la que se verifica sin intercambio de calor, por lo cual $dS = 0$. De donde resulta $Q = 0$. La ecuación de la energía se transforma en

$$U_2 - U_1 + A\,L = 0;$$

y de aquí:

$$A\,L = U_1 - U_2 = c_v\,(T_1 - T_2)$$

como se indica en el diagrama p-v de la figura 22.

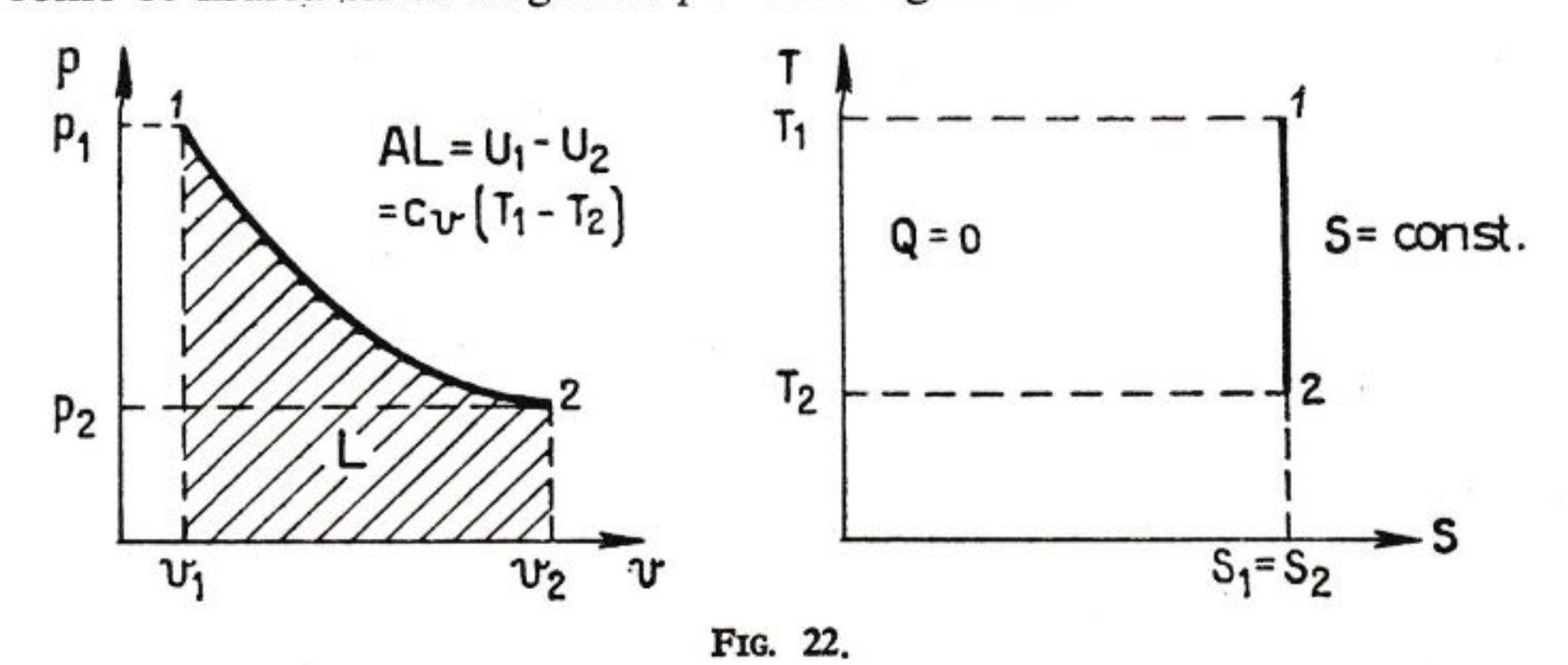


FIG. 22.

En una transformación isentrópica varía también la energía interna del fluido operante. Además, como la transformación es adiabática, tenemos:

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k$$

y

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^k$$

o bien:

$$\frac{v_2}{v_1} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{1/k}$$

y, como se trata de un gas perfecto,

$$\frac{p_1\ v_1}{T_1} = \frac{p_2\ v_2}{T_2}\ ;$$

luego tenemos:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{p_2\ v_2}{p_1\ v_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^k \frac{v_2}{v_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1}$$

o bien:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{p_2\ v_2}{p_1\ v_1} = \frac{p_2}{p_1}\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{1/k} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{1-\frac{1}{k}} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

Transformaciones politrópicas

Para aquellas transformaciones en las cuales la *cantidad de calor dQ intercambiada entre el fluido y el exterior es proporcional a la variación de temperatura dT*, es decir, cuando la transformación se realiza a calor específico constante, la relación entre presión y volumen puede expresarse del modo siguiente:

$$p\ v^n = \text{constante.}$$

Ésta es la ecuación general de las transformaciones politrópicas, de las cuales constituyen casos particulares las transformaciones principales que interesan en nuestro estudio. Indicando por c el calor específico de la politrópica,

$$c = \frac{dQ}{dT}\ ;$$

el exponente n es dado por la relación

$$n = \frac{c - c_p}{c - c_v} = \frac{1 - \dfrac{c_p}{c}}{1 - \dfrac{c_v}{c}}$$

El exponente n depende, por tanto:

1) de los calores específicos c_p y c_v del gas;
2) del valor de $c = \dfrac{dQ}{dT}$ para la politrópica de que se trate, es decir, de la cantidad de calor dQ intercambiada con el exterior y de la variación de temperatura dT experimentada por el gas durante la transformación.

En el caso de las transformaciones a **volumen constante** (o isocóricas), a **presión constante** (o isobáricas) y **adiabáticas** se tienen los siguientes valores de n:

Transformación a volumen constante:

$$c = c_v; \text{ de donde, } n = \infty .$$

Transformación a presión constante:

$$c = c_p; \text{ de donde, } n = 0.$$

Transformación adiabática:

$$c = 0; \text{ de donde, } n = \frac{c_p}{c_v} = k = 1{,}4.$$

II. 12. Ciclos térmicos

El fluido operante produce trabajo cuando se expansiona después de haber recibido cierta cantidad de calor. Con objeto de que el trabajo sea producido de un modo constante, el calor debe ser introducido también de manera continua. En los motores endotérmicos, el fluido, una vez realizado el trabajo, se descarga al exterior y es sustituido con una nueva carga de gas. Es necesario, por tanto, después de cada transformación con la cual se ha obtenido el trabajo, llevar el fluido a su estado inicial. Pero esto puede ser realizado sólo a condición de gastar cierto trabajo en otras transformaciones. Para obtener trabajo útil en esta sucesión de transformaciones, es necesario que el trabajo gastado para llevar el fluido a su estado inicial sea inferior al realizado por el fluido durante la transformación. Esta serie de transformaciones constituyen un **ciclo térmico.**

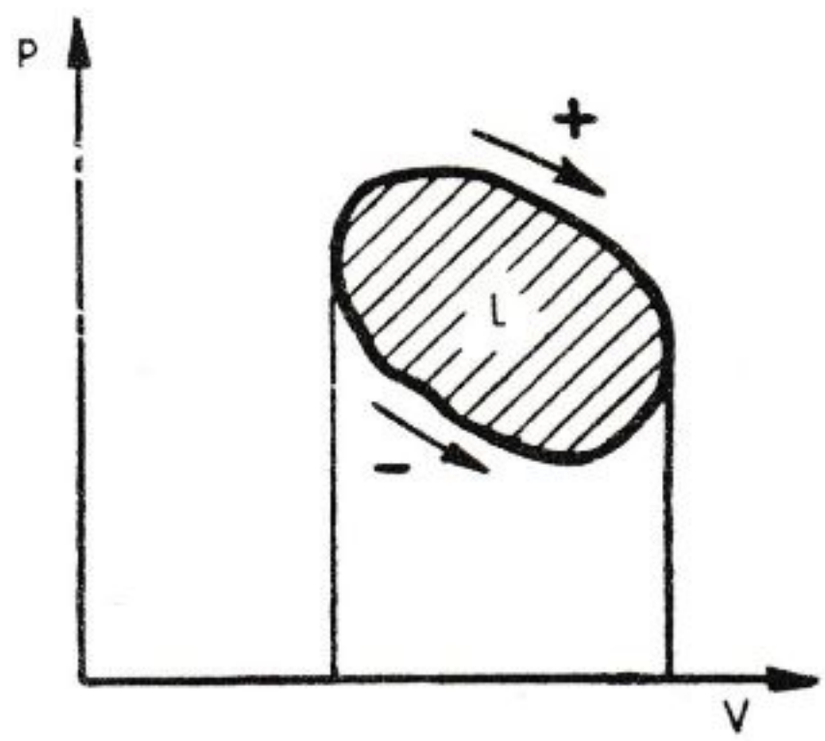


FIG. 23. — Ciclo térmico representado en el plano p - v.

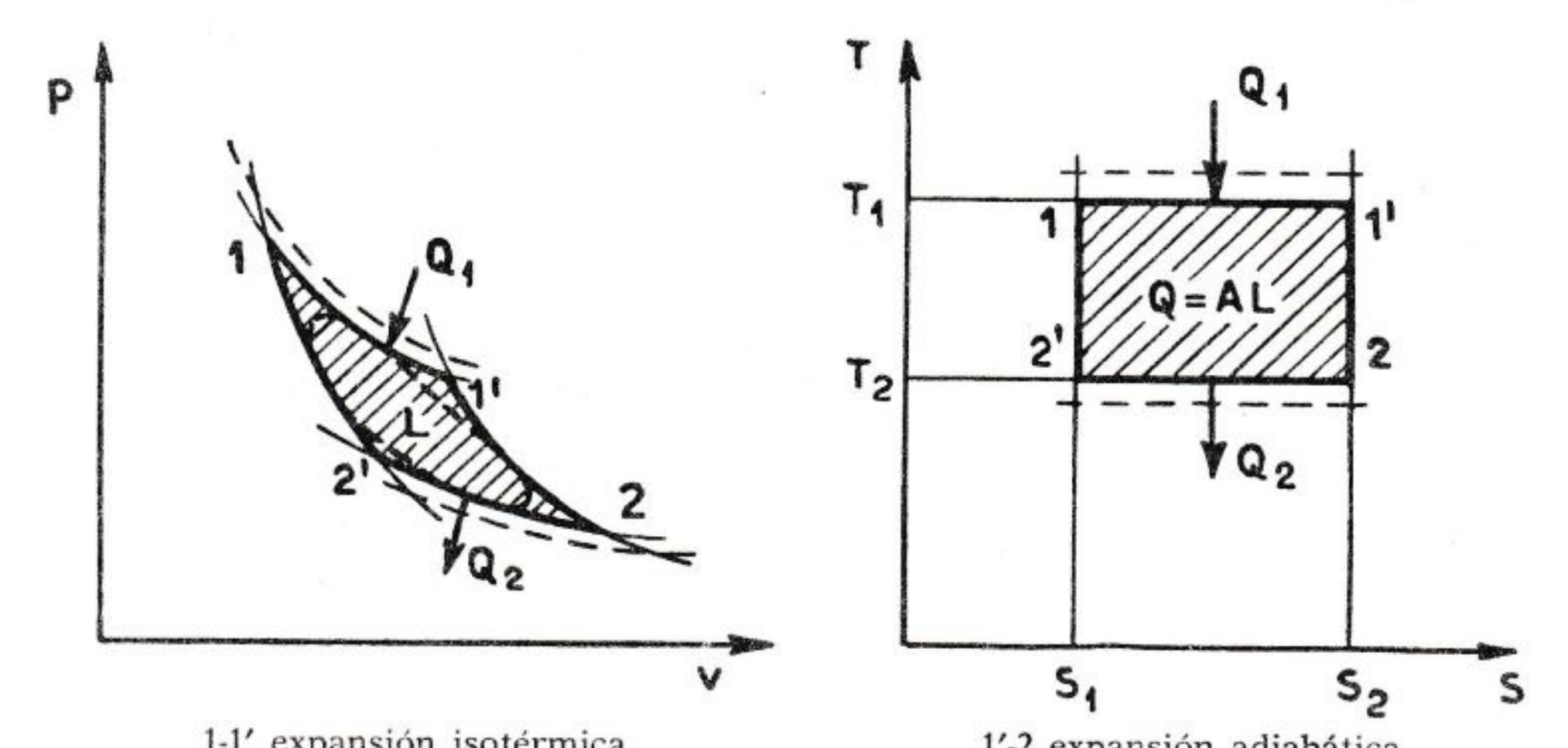
Un ciclo térmico está representado, en coordenadas p-v, por una línea cerrada como se muestra en la figura 23.

Si el ciclo es recorrido en el sentido de las agujas de un reloj —ciclo directo—, el gas efectúa un trabajo; si es recorrido en sentido contrario —ciclo inverso—, el gas absorbe trabajo. El área encerrada dentro de

la línea correspondiente a la sucesión de transformaciones representa el trabajo realizado **por** el fluido o **sobre** el mismo. En coordenadas *T-S*, el área abarcada por la línea del ciclo representa la cantidad de calor correspondiente. En el caso de los motores térmicos el área del ciclo representa el trabajo hecho por el gas, que es la diferencia entre el trabajo verificado durante la expansión y el absorbido en la compresión.

Para el funcionamiento del motor es condición indispensable un **desnivel térmico**, es decir, el calor ha de ser introducido a una elevada temperatura y, después de la expansión, debe ser sustraído calor a temperatura más baja, antes de llevar el gas a sus condiciones iniciales.

Llamamos Q_1 al calor introducido, y Q_2 al calor sustraído. Si quisié-



1-1′ expansión isotérmica
2-2′ compresión isotérmica.

1′-2 expansión adiabática
2′-1 compresión adiabática.

FIG. 24. — Ciclo de Carnot representado sobre los planos *p-v* y *T-S*.

ramos utilizar el calor Q_2, éste debería ser introducido en el fluido a alta presión y temperatura, pero el *segundo principio de la Termodinámica* afirma que el calor sólo pasa espontáneamente de un cuerpo que esté a elevada temperatura a otro que se encuentre a temperatura más baja, puesto que la realización de tal fenómeno en sentido inverso se lograría tan sólo artificialmente con un gasto de trabajo de compresión. Por tanto, en el motor sería necesario que la compresión siguiese la misma ley con la cual se obtuvo la expansión (considerando las transformaciones como reversibles). Entonces, los trabajos de las fases serían iguales y no se obtendría trabajo útil.

Por consiguiente, y a fin de que el trabajo gastado durante la fase pasiva de restauración del fluido al estado inicial sea inferior al realizado por el mismo durante la fase activa, es necesario que, al final de ésta, pierda calor por refrigeración.

Como quiera que sólo se transforma en trabajo la parte $(Q_1 - Q_2)$

correspondiente al calor Q_1 suministrado por la fuente térmica, el rendimiento término teórico de un ciclo cualquiera queda determinado por

$$\eta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}.$$

A causa de pérdidas diversas de calor, el rendimiento térmico efectivo de los ciclos de los motores es siempre inferior al rendimiento teórico correspondiente, como veremos a continuación.

Recordemos las demostraciones de Carnot, según las cuales se obtiene un rendimiento tanto mayor de la transformación de calor en trabajo, cuanto mayor sea el salto de temperatura disponible entre la fuente térmica y el refrigerante. Lo cual resulta evidente al considerar la figura 24, donde aparece trazado el ciclo de Carnot, constituido por una expansión isotérmica, una expansión adiabática, una compresión isotérmica y una compresión adiabática. Si Q_1 permanece constante, al disminuir la temperatura T_2 de la isotérmica de compresión, aumenta el área L; y lo mismo ocurre si se mantiene constante T_2 y se aumenta T_1. El rendimiento del ciclo se obtiene empleando las ecuaciones correspondientes a cada una de las transformaciones. El rendimiento del ciclo de Carnot es el máximo que se puede obtener entre las temperaturas T_1 y T_2 del manantial térmico y del refrigerante (1):

$$\eta \text{ Carnot} = \frac{T_1 - T_2}{T_2}.$$

Sin embargo, como es sabido, el ciclo de Carnot no es prácticamente realizable (2), razón por la cual se han estudiado otros ciclos (todos ellos, naturalmente, con rendimiento inferior al de Carnot), los cuales se pueden aproximar en las realizaciones prácticas.

Entre ellos, analizaremos los ciclos que más interesan en el estudio de los motores endotérmicos.

---

(1) Cualquier otro ciclo comprendido entre las temperaturas extremas T_1 y T_2, sólo puede recibir calor a una temperatura media inferior a T_1, y cederlo a una temperatura media superior a T_2, aprovecha, por tanto, un salto de temperatura inferior al correspondiente al ciclo de Carnot y se obtiene así un rendimiento inferior (véase en la figura 24 el ciclo dibujado con líneas a trazos).

(2) Recordaremos que entre las principales razones por las cuales no es realizable el ciclo de Carnot se encuentran: los rozamientos entre las diversas partes del sistema mecánico con el cual se quiera realizar el ciclo, el rozamiento en el fluido y entre éste y las paredes que lo contienen, la dispersión del calor al ambiente, la necesidad de mantener un cierto salto de temperatura entre el manantial y el fluido y entre éste y el refrigerante para que pueda realizarse con suficiente rapidez la transmisión del calor durante la transformación isotérmica y otras.

Síntesis de las fórmulas más importantes relativas a los motores alternativos.

En este tipo de motores, los ciclos se refieren a transformaciones sin flujo. Si consideramos el fluido como un gas perfecto, las ecuaciones fundamentales son:

1) Ecuación de la energía: $Q_{1-2} = U_2 - U_1 + AL_{1-2}$;
2) $U = c_v\ T$;
3) $h = c_p\ T = V + A\ pv$;
4) $pv = RT$.

Estas ecuaciones son válidas independientemente de las transformacioies, esto es, de la línea seguida entre los estado 1 y 2.

Transformación	Trabajo, en Kgm/kg	Calor, en Ca/kg	Relación entre las principales características
Volumen constante o isocórica	0	$U_2 - U_1 = c_v\,(T_2 - T_1)$	$v_1 = v_2$ $\frac{p_1}{T_1} = \frac{p_2}{T_2}$
Presión constante o isobárica	$p_2\,v_2 - p_1\,v_1 = R\,(T_2 - T_1)$	$h_2 - h_1 = c_p\,(T_2 - T_1)$	$p_1 = p_2$ $\frac{v_1}{T_1} = \frac{v_2}{T_2}$
Isentrópica o adiabática	$\frac{U_1 - U_2}{A} = \frac{c_v\,(T_1 - T_2)}{A}$	0	$p_1\ v_1^k = p_2\ v_2^k$ $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{(k-1)}{k}} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1}$

RESUMEN DE LOS PRINCIPALES SÍMBOLOS EMPLEADOS

c = calor específico relativo a una transformación cualquiera ..... (Ca/° C kg)
c_p = calor específico relativo a una transformación a presión constante ..... (Ca/° C kg)
c_v = calor específico relativo a una transformación a volumen constante ..... (Ca/° C kg)
p = presión específica ..... (kg/m²)
v = volumen específico ..... (m³/kg)
T = temperatura absoluta ..... (° K)

t = temperatura relativa ..... (° C)
U = energía interna ..... (Ca/kg)
h = entalpía ..... (Ca/kg)
S = entropía ..... (Ca/° C kg)
Q = cantidad de calor ..... (Ca)
L = trabajo mecánico ..... (kgm)
A = equivalente térmico del trabajo ..... (Ca/kgm)
η = rendimiento de un ciclo cualquiera.
n = exponente de la transformación politrópica.
k = exponente de la transformación adiabática.
R = constante de elasticidad del gas ..... (kgm/° K kg)

CAPÍTULO III

CICLOS TEÓRICOS DE LOS MOTORES ALTERNATIVOS

III. 1. Ciclos teóricos y ciclos reales

El fluido operante, durante su paso por el motor, es sometido a una serie de transformaciones químicas y físicas (compresión, expansión, combustión, transmisión de calor con las paredes, rozamientos en la masa del fluido y con las paredes, etc.) que constituyen el ciclo del motor. El examen cuantitativo de estos fenómenos, efectuando teniendo en cuenta todas las numerosas variables, representa un problema muy complejo. Por ello, corrientemente se simplifica recurriendo a sucesivas aproximaciones teóricas, cada una de las cuales está basada en diferentes suposiciones simplificativas, que tienen una aproximación gradualmente creciente.

Para los ciclos teóricos, las aproximaciones comúnmente empleadas en orden de aproximación a las condiciones reales son tres: **ciclo ideal, ciclo de aire** y **ciclo aire-combustible.** A estos ciclos teóricos se comparan en la práctica los ciclos reales, que se obtienen experimentalmente por medio de los *indicadores;* por esta razón, el ciclo real se llama también **ciclo indicado.**

Aunque los ciclos teóricos no corresponden a los ciclos reales, constituyen una útil referencia para el estudio termodinámico de los motores, particularmente para comprender cuánto influyen sobre su utilización las condiciones de funcionamiento y para comparar entre sí diversos tipos de motores.

En los **ciclos ideales** se supone que el fluido operante está constituido por aire y que éste se comporta como un gas perfecto. Por ello, los valores de los *calores específicos se consideran constantes* e iguales al del aire a las condiciones tipo de 15° de temperatura y 1 atmósfera de presión:

$$c_p = 0{,}241 \text{ Ca/kg } ^\circ\text{C},$$

$$c_v = 0{,}172 \text{ Ca/kg } ^\circ\text{C};$$

de donde resulta:

$$k = \frac{c_p}{c_v} = 1{,}40.$$

Suponemos, además, que las fases de introducción y sustracción de calor tiempo una duración bien determinada, dependiente del tipo de ciclo (Otto, Diesel, Sabathé), y que en las otras fases no hay pérdidas de calor.

Es natural que, con estas hipótesis, los valores máximos de temperatura y presión, así como, en consecuencia, el trabajo y el rendimiento térmico calculados para el ciclo ideal, sean más elevados que los correspondientes a otros tipos de ciclos.

El ciclo ideal representa, por tanto, el límite máximo que teóricamente puede alcanzar el motor y permite un fácil estudio matemático basado en las leyes de los gases perfectos. A él nos referimos al emplear a lo largo de este Tratado, la expresión «*ciclo teórico*».

En el **ciclo de aire,** el fluido operante es también aire, pero se supone que los *calores específicos son variables* a lo largo de la gama de temperaturas en que se opera.

Las condiciones de introducción y sustracción del calor son iguales a las del ciclo ideal y tampoco hay pérdidas de calor. Como el cálculo de los calores específicos medios es complicado, se usan tablas que dan directamente los valores del calor y del trabajo, en términos de energía interna y entalpía para los diversos puntos de las transformaciones isentrópicas del aire. Teniendo en cuenta las variaciones de los calores específicos, se obtienen, para las temperaturas y presiones máximas, valores inferiores a los calculados para el ciclo ideal; de consiguiente, el trabajo y el rendimiento térmico resultan asimismo más bajos, pero, así y todo, son aún mayores que los correspondientes a un ciclo real.

El **ciclo aire-combustible** es, entre todos los que por lo general se calculan, el más próximo al ciclo real. En el motor de encendido por chispa, el fluido está compuesto, durante la fase de aspiración, por la mezcla y los gases residuales de la combustión anterior; en el motor de encendido por compresión está formado por el aire y los gases residuales. Después de la combustión, el fluido está constituido por productos de la misma, esto es, una mezcla de CO_2, CO, H_2O, N_2. Estos gases tienen un calor específico medio todavía más alto que el del aire; pero, además, se cuenta con un incremento posterior de los calores específicos, a causa de la disociación o descomposición química de las moléculas más ligeras sometidas a la acción de altas temperaturas. El aumento de los calores específicos, así como la disociación que, por ser una reacción endotérmica, absorbe una parte del calor de la combustión, producen un posterior descenso de la temperatura y de la presión máxima en comparación con las calculadas para el ciclo de aire.

Para el cálculo del ciclo aire-combustible se recurre a tablas que contienen datos obtenidos experimentalmente. Incluso para este ciclo se admite no sólo que el calor es introducido y sustraído de manera instantánea, como en el ciclo ideal, sino que no se producen pérdidas de calor.

El **ciclo real** se obtiene experimentalmente, como ya hemos indicado, por medio de diversos aparatos indicadores, capaces de registrar el diagrama de las presiones en función de los volúmenes, en un cinlindro motor en funcionamiento. El *diagrama indicado* refleja las condiciones reales del ciclo y, por tanto, tiene en cuenta también —además de las variaciones ya enunciadas para el ciclo de aire y para el de aire-combustible en la comparación de los ciclos ideales— las pérdidas de calor, la duración de combustión, las pérdidas causadas por el rozamiento del fluido, la duración del tiempo de abertura de las válvulas, el tiempo de encendido, así como de inyección y las pérdidas del escape.

III. 2. Análisis de un ciclo y su rendimiento térmico

La segunda ley de la Termodinámica enuncia que ningún motor real o ideal puede convertir en trabajo mecánico todo el calor en él introducido. Por tanto, sólo una fracción del calor suministrado por la combustión será transformada en trabajo; esta fracción representa el rendimiento térmico del motor. En otros términos, el rendimiento térmico ideal η_ε es la relación entre la cantidad de calor transformada en trabajo útil y la cantidad de calor suministrada al fluido.

Como el trabajo útil equivale a la diferencia entre el calor suministrado Q_1 y el calor sustraído Q_2, tenemos:

$$\eta_\varepsilon = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}.$$

Cualquiera puede formarse una idea más completa del concepto de rendimiento térmico y adquirir familiaridad con la interpretación de los diagramas examinando la sucesión de transformaciones en coordenadas *p-v* y *T-S* para un ciclo ideal.

La figura 25 se refiere al caso de un motor de encendido por chispa de 4 tiempos. En *(a)* se representa en coordenadas *p-v* la fase de compresión. Los puntos 1 y 2 corresponden, respectivamente, a los estados del fluido en el punto muerto inferior y el punto muerto superior del pistón. El trabajo realizado por el pistón para la compresión del fluido es el trabajo introducido L_2, el cual está representado por el área rayada comprendida entre las líneas de compresión adiabática 1-2 y el eje de las abscisas. Al final de la compresión, fase *(b)*, se introduce de un modo instantáneo el calor producido en la combustión, puesto que el ciclo es a volumen constante. Esta fase está representada gráficamente en coordenadas *T-s*, y el calor suministrado Q_1 corresponde al área rayada comprendida entre la línea térmica a volumen constante 2-3 y el eje de las abscisas.

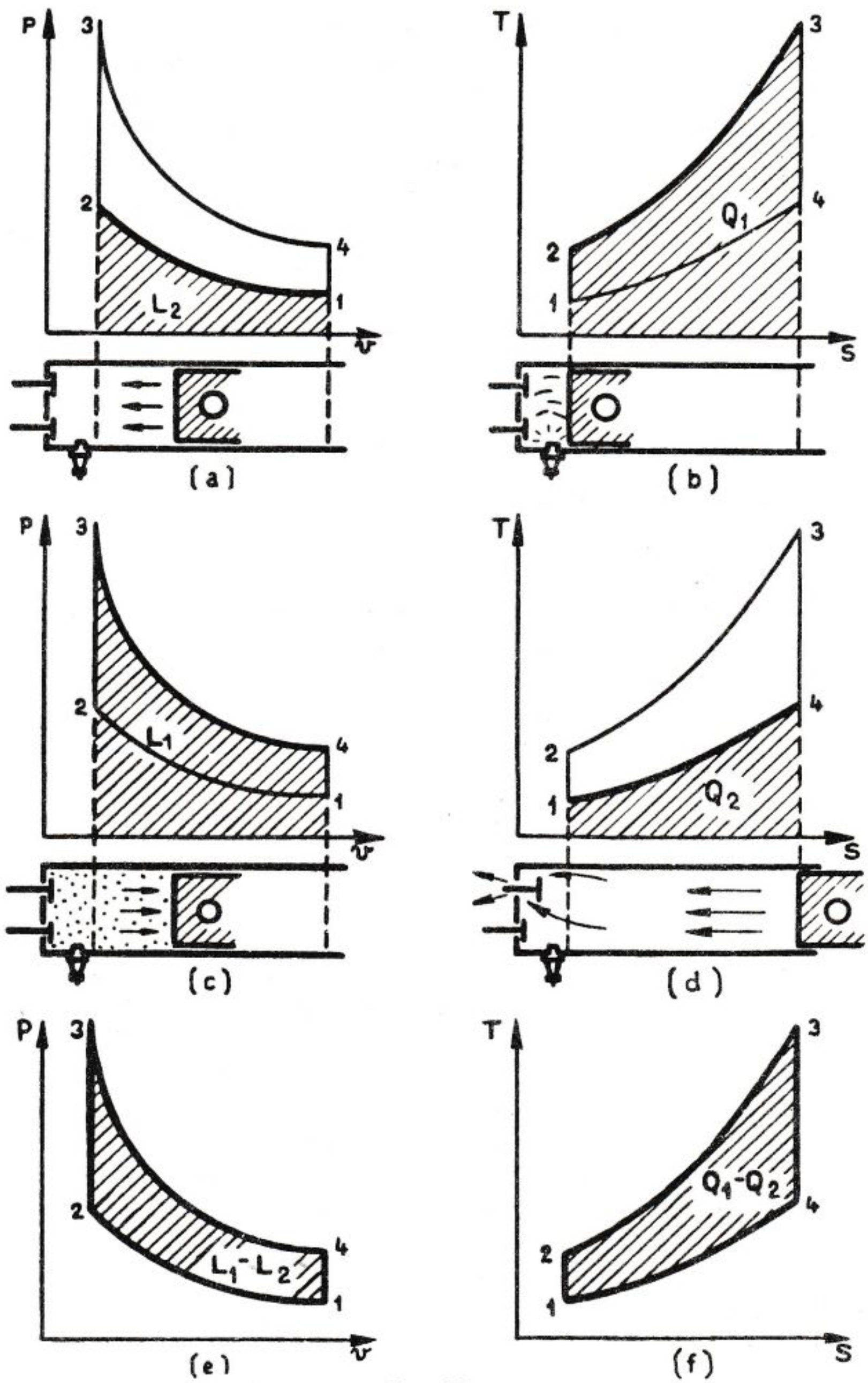


FIG. 25.

El pistón se mueve, por efecto de la presión del fluido, desde el punto muerto superior al punto muerto inferior, esto es, de izquierda a derecha, conforme se muestra en la ilustración gráfica. En la parte *(c)*

de dicha figura 25, el trabajo L_1, producido por el fluido activo durante la expansión, está representado, en coordenadas *p-v*, por el área rayada comprendida entre la línea de expansión adiabática 3-4 y el eje de las abscisas.

En este instante sobreviene el escape, otra vez a volumen constante, y durante esta fase del ciclo se sustrae el calor Q_2, mientras la presión desciende del punto 4 al punto 1. En la parte *(d)* de la figura, el calor Q_2 está representado, en coordenadas *T-s*, por la superficie rayada debajo de la línea de transformación a volumen constante 4-1.

El trabajo útil L_1—L_2 equivale, por tanto, a la diferencia entre las superficies rayadas en los diagramas *(a)* y *(c)* en coordenadas *p-v*, y corresponde, de consiguiente, a la superficie del ciclo trazado en la parte *(e)* de la figura. De igual modo, el calor utilizado Q_1—Q_2 viene dado por la diferencia entre las superficies rayadas de los diagramas *(b)* y *(d)* en coordenadas *T-s*, y corresponde a la superficie del ciclo rayado en la parte *(f)* de la figura. Como el trabajo útil es, evidentemente, igual al calor utilizado, podemos escribir:

$$A\ (L_2 - L_1) = Q_1 - Q_2;$$

de este modo podemos simplificar el cálculo del trabajo útil y del rendimiento térmico del ciclo usando los valores Q_1 y Q_2 en lugar de L_2 y L_1.

III. 3. El ciclo Otto teórico

El ciclo Otto teórico es el ciclo ideal del motor de EB, y está representado gráficamente en la figura 26, tanto en coordenadas *p-v* como en coordenadas *T-s*. Las transformaciones termodinámicas que se verifican durante el ciclo son:

1-2. **Adiabática o isentrópica** (sin intercambio de calor con el exterior): compresión del fluido activo y el correspondiente trabajo L_1 realizado por el pistón.
2-3. **A volumen constante:** introducción instantánea del calor suministrado Q_1.
3-4. **Adiabática:** expansión y correspondiente trabajo L_2 producido por el fluido activo.
4-1. **A volumen constante:** sustracción instantánea del calor Q_2.

En realidad, en los motores de 4 tiempos, la sustracción del calor se verifica durante la carrera de escape 1-0, y el fluido se introduce en el motor en la carrera de aspiración 0-1, lo cual se representa gráficamente en el diagrama *p-v* mediante una línea horizontal, mientras que en el diagrama *T-s* no es posible representarlo. Los efectos de ambos procesos se anulan mutuamente, sin ganancia ni pérdida de trabajo,

razón por la cual no suelen considerarse en los diagramas ideales en coordenadas *p-v* las carreras de aspiración y escape, y el ciclo Otto está representando como un ciclo cerrado, en el cual el fluido activo vuelve a su estado inicial cuando llega a su término la fase de expulsión del calor 4-1.

Como el calor Q_1 se introduce a *volumen constante*, el trabajo L_{2-3} realizado durante esa transformación es nulo, y la ecuación de conservación de la energía del fluido sin flujo se transforma en:

$$Q_1 = U_3 - U_2 .$$

Como se trata de un ciclo ideal y, por tanto, el fluido operante es un gas perfecto, la variación de la energía interna durante su transformación a volumen constante vale:

$$U_3 - U_2 = c_v \ (T_3 - T_2);$$

de donde resulta:

$$Q_1 = c_v \ (T_3 - T_2).$$

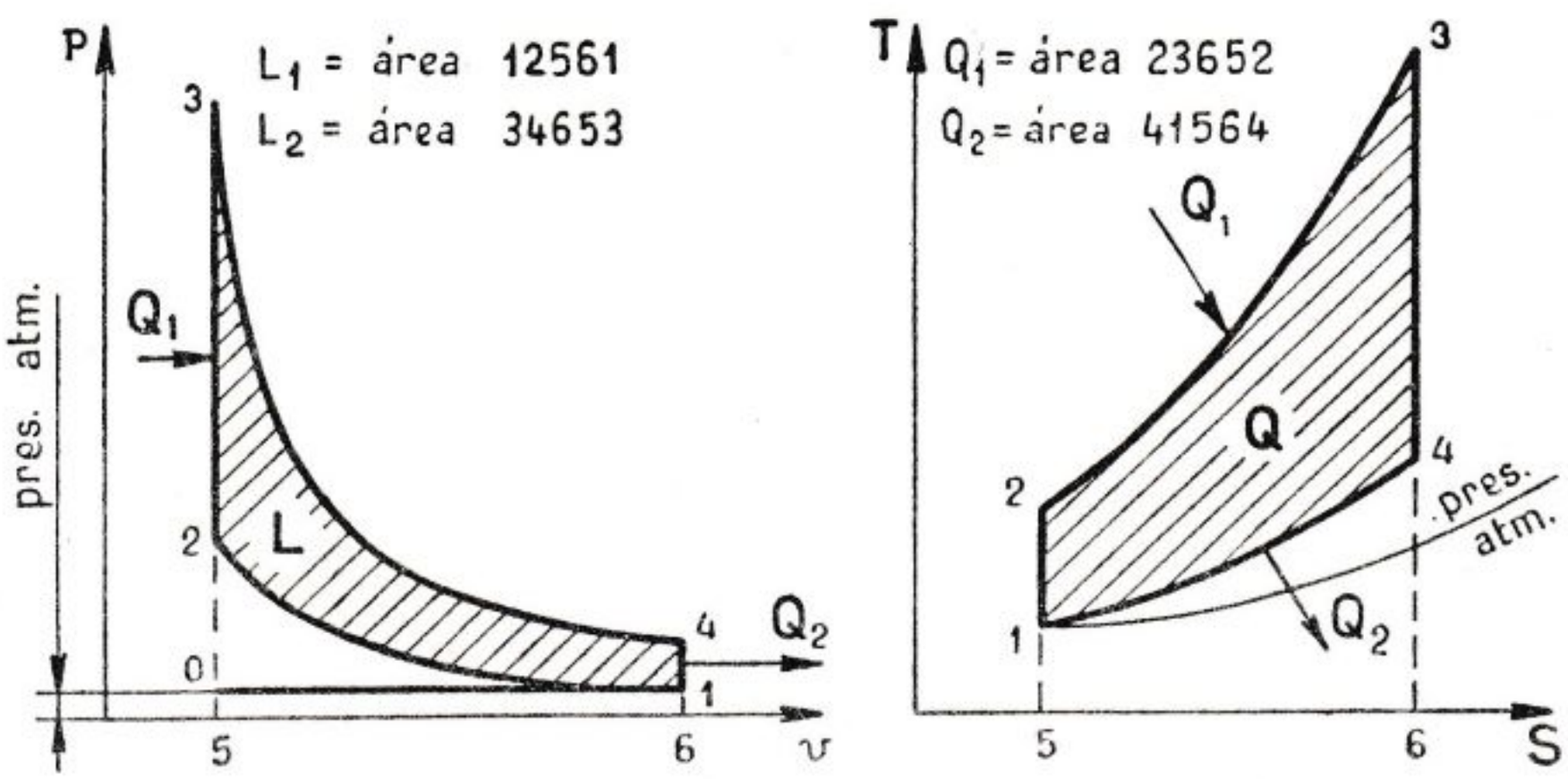


FIG. 26. — Ciclo teórico Otto en coordenadas: *p-v* y *T-S*.

Análogamente, como el calor Q_2 es sustraído también a *volumen constante*, y en tales condiciones que $L_{4-1} = 0$, podemos escribir:

$$Q_2 = U_4 - U_1 ;$$

y por ser el fluido un gas perfecto:

$$Q_2 = c_v \ (T_4 - T_1).$$

Por consiguiente, el rendimiento térmico ideal para el ciclo Otto teórico resulta:

$$\eta_\varepsilon = \frac{\text{calor suministrado} - \text{calor sustraído}}{\text{calor suministrado}} =$$

$$= \frac{c_v\,(T_3 - T_2) - c_v\,(T_4 - T_1)}{c_v\,(T_3 - T_2)} =$$

(1)

$$= 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1\left(\dfrac{T_4}{T_1} - 1\right)}{T_2\left(\dfrac{T_3}{T_2} - 1\right)}$$

Para las transformaciones adiabáticas de compresión 1-2 y de expansión 3-4 obtenemos, respectivamente:

(2)

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1}$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{v_4}{v_3}\right)^{k-1}$$

y como es $v_1 = v_4$ y $v_2 = v_3$, podemos escribir:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4};$$

de donde:

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$$

Introduciendo esta relación en la expresión del rendimiento η_ε (así como la que existe entre las temperaturas T_1 y T_2 de la fase 1-2 de compresión adiabática), resulta:

$$\eta_\varepsilon = 1 - \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1}$$

Indicando con ρ la relación entre los respectivos volúmenes v_1 y v_2 del principio y final de la carrera de compresión —a la cual llamaremos «*relación volumétrica de compresión*»—, se obtiene la expresión final del rendimiento térmico ideal del ciclo Otto:

$$\eta_\varepsilon = 1 - \frac{1}{\rho^{k-1}}.$$

El rendimiento térmico del ciclo Otto es, por tanto, función de la relación de compresión y del exponente k, relación de los calores específicos del fluido operante. Aumentando ρ, aumenta η_ε; aumentando los valores de los calores específicos, disminuye k y, en consecuencia, también el rendimiento térmico η_ε. Por ello, el ciclo ideal, para el cual $k = 1{,}4$, tiene un rendimiento térmico superior al ciclo de aire, dado el caso que, para éste, posee k un valor medio más bajo, por variar los calores específicos con la temperatura.

III. 4. Ciclo Diesel teórico

Es el ciclo teórico de los motores de encendido por compresión (figura 27).

La diferencia fundamental entre los ciclos Otto y Diesel se encuentra en la fase de introducción del calor. En el ciclo Otto, el calor se introduce a volumen constante, mientras que en el ciclo Diesel se efec-

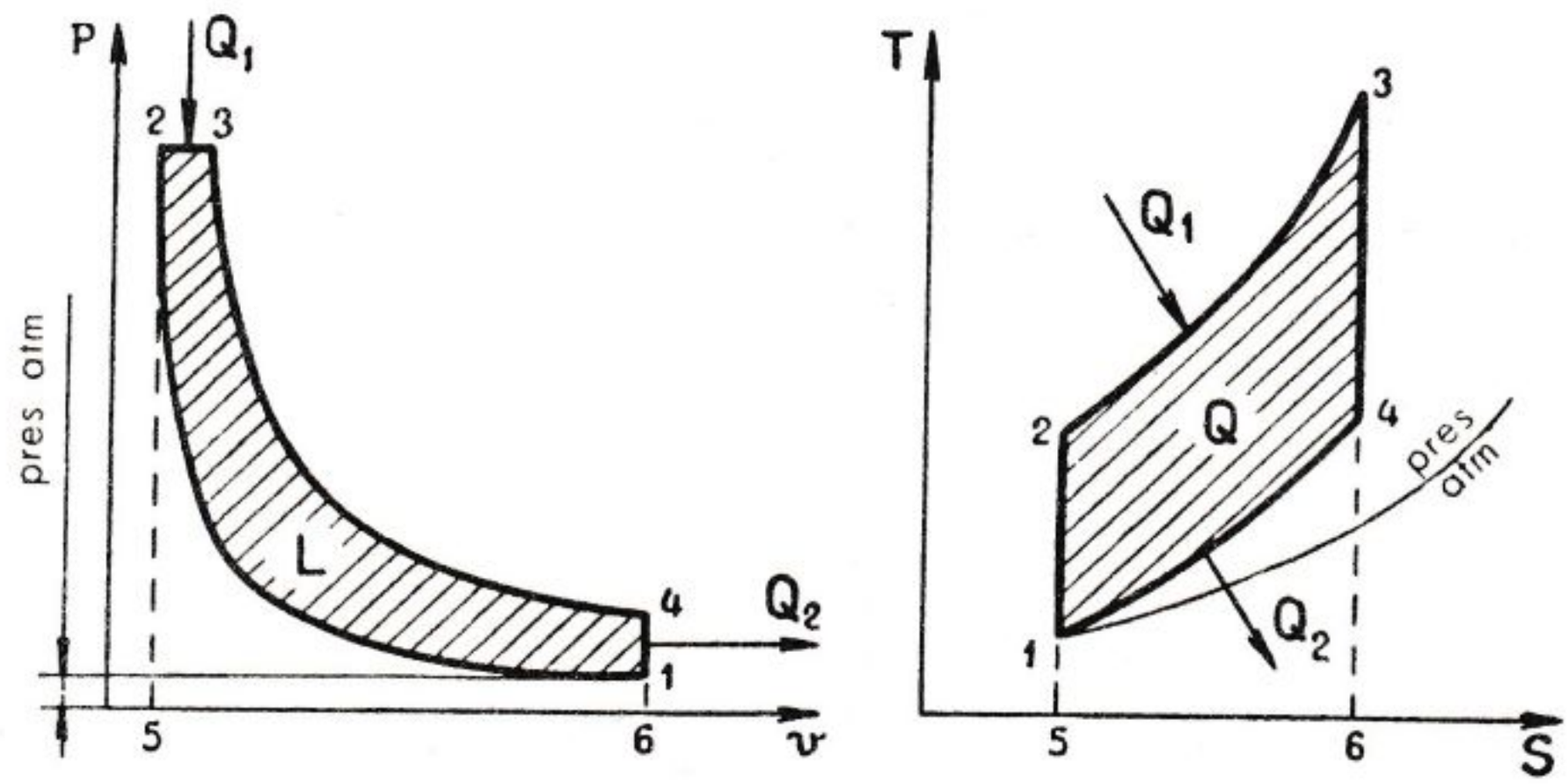


FIG. 27. — Ciclo teórico Diesel en coordenadas: p-v y T-S.

túa a **presión constante.** Otra diferencia entre ambos ciclos estriba en los valores de la relación de compresión, la cual varía de 12 a 22 para los motores Diesel, mientras que oscila tan sólo entre 6 y 10 para los motores Otto.

Como se ve en la figura 27, el ciclo Diesel ideal está formado por cuatro líneas térmicas que representa: la **compresión adiabática** (1-2); la introducción del calor a **presión constante** (2-3); la **expansión adiabática** (3-4); la expulsión del calor a **volumen constante** (4-1). Durante la transformación 2-3 de introducción del calor Q_1 a presión constante,

el pistón entra en funcionamiento, y, por tanto, el fluido produce el trabajo:

$$A\ L_{2-3} = A \int_2^3 p\ dv = A\ (p_3 v_3 - p_2 v_2).$$

Por consiguiente, la ecuación de la energía sin flujo se convierte en

$$Q_1 = (U_3 - U_2) + A\ (p_3 v_3 - p_2 v_2),$$

y como la entalpía h del fluido está dada por la expresión

$$h = U + A\ p v,$$

la ecuación se transforma en

$$Q_1 = h_3 - h_2 .$$

Por ser el fluido un gas perfecto, podemos emplear, para su variación de entalpía a presión constante, la expresión

$$h_3 - h_2 = c_p\ (T_3 - T_2);$$

luego, el calor introducido tendrá el siguiente valor:

$$Q_1 = c_p\ (T_3 - T_2).$$

Hay que hacer resaltar que en una transformación con introducción de calor a presión constante varía el valor de la entalpía del fluido activo, mientras que en caso de la transformación a volumen constante varía el de la energía interna del fluido. Como la sustracción del calor Q_2 se realiza como en el ciclo Otto, podemos escribir:

$$Q_2 = U_4 - U_1$$

y como el fluido es un gas perfecto y el ciclo es ideal:

$$Q_2 = c_v\ (T_4 - T_1).$$

Por tanto, el rendimiento térmico ideal del ciclo Diesel teórico vale:

$$\eta_\varepsilon = \frac{\text{calor suministrado} - \text{calor sustraído}}{\text{calor suministrado}} =$$

$$= \frac{c_p\ (T_3 - T_2) - c_v\ (T_4 - T_1)}{c_p\ (T_3 - T_2)} =$$

$$= 1 - \frac{1}{k}\,\frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{1}{k}\,\frac{T_1}{T_2}\,\frac{\dfrac{T_4}{T_1} - 1}{\dfrac{T_3}{T_2} - 1}$$

expresión del todo análoga a la encontrada para el rendimiento térmico ideal del ciclo teórico Otto.

Para la transformación 2-3 de combustión a presión constante tenemos:

$$\frac{v_3}{v_2} = \frac{T_3}{T_2}$$

Para las transformaciones adiabáticas 1-2 de compresión y 3-4 de expansión se tiene, respectivamente:

$$T_1 = T_2 \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1}$$

$$T_4 = T_3 \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{k-1}$$

de donde:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1}$$

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2} \frac{\left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{k-1}}{\left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1}}$$

y como son $v_4 = v_1$ y $\frac{T_3}{T_2} = \frac{v_3}{v_2}$, se puede escribir:

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{v_3}{v_2} \left(\frac{v_3}{v_2}\right)^{k-1} = \left(\frac{v_3}{v_2}\right)^{k}$$

Sustituyendo esta expresión en la del rendimiento térmico ideal, resulta:

$$\eta_\varepsilon = 1 - \frac{1}{k}\left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1} \frac{\left(\frac{v_3}{v_2}\right)^{k} - 1}{\frac{v_3}{v_2} - 1}$$

indicando con τ' la relación entre los volúmenes v_3 y v_2 al final y al comienzo, respectivamente, de la fase de combustión a presión constante, a la cual daremos el nombre de **«relación de combustión a presión constante»**, y recordando que

$$\frac{v_1}{v_2} = \rho$$

obtenemos, finalmente, la expresión del rendimiento térmico ideal del ciclo teórico Diesel:

$$\eta_\varepsilon = 1 - \frac{1}{\rho^{k-1}} \left[\frac{\tau'^k - 1}{k\ (\tau' - 1)} \right]$$

En esta expresión vemos que η_ε es, para el ciclo Diesel, función de la relación de compresión, de la relación de combustión a presión constante y de la relación k entre los calores específicos.

Las expresiones de los rendimientos térmicos de los ciclos Otto y Diesel difieren solamente por el término entre paréntesis, que siempre es mayor que 1, y, por ello, aparece claro que a igualdad de relación de compresión η_ε es mayor para el ciclo Otto que para el ciclo Diesel. Reduciendo τ', es decir, el calor introducido a presión constante, el rendimiento η_ε del ciclo Diesel se aproxima al del ciclo Otto, con el cual coincide para $\tau' = 1$.

III. 5. Ciclo mixto de Sabathé

Las condiciones reales de funcionamiento de los motores Diesel difieren notablemente de las que se hallan representadas en los ciclos ideales Otto y Diesel. Para los motores Diesel, el proceso de combustión se aproxima a una transformación a presión constante sólo en el caso de los motores excepcionalmente grandes y lentos.

El diagrama real muestra que, en condiciones normales, la combustión se lleva a cabo, en los motores Diesen, según un proceso que se

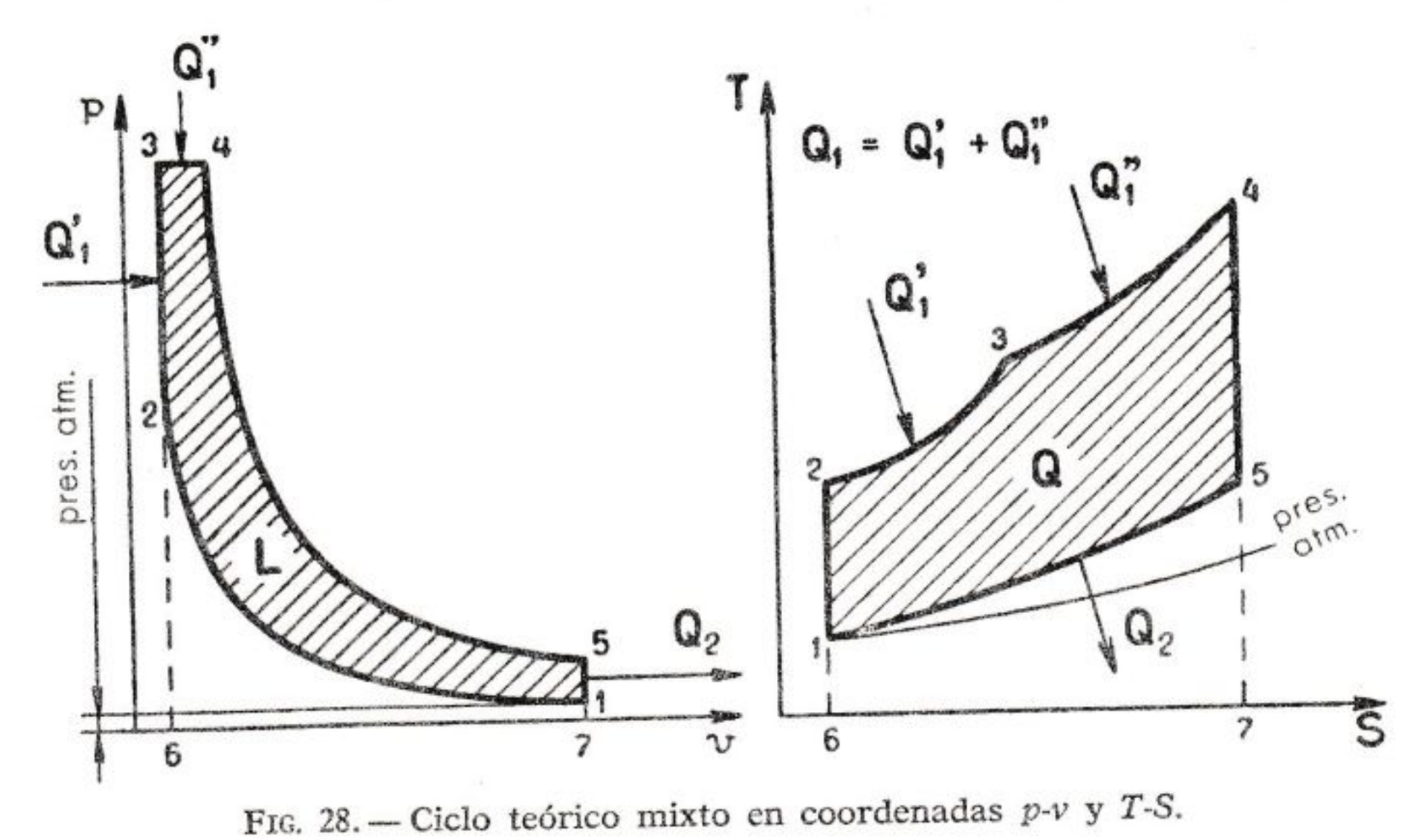


FIG. 28. — Ciclo teórico mixto en coordenadas *p-v* y *T-S*.

aproxima a la combinación de una transformación a volumen constante y otra a presión constante.

Se puede afirmar que, en la práctica, los ciclos Otto y Diesel se aproximan mucho en la forma, hasta el punto de poderlos considerar como casos particulares de un ciclo mixto, en el cual, parte de la combustión se verifica a volumen constante, y parte, a presión constante. Este ciclo teórico está representado en la figura 28 y se conoce cn el nombre de **ciclo mixto de Sabathé.**

En este ciclo, después de la fase de compresión adiabática 1-2, sobreviene, como en el ciclo Otto, una fase de combustión a volumen constante 2-3, durante la cual se introduce la cantidad de calor Q_1' y luego, como en el ciclo Diesel, una fase 3-4 de combustión a presión constante, en cuyo decurso se introduce la cantidad de calor Q_1''.

Siguen después dos fases sucesivas, a saber: una, de expansión adiabática 4-5, y otra, de sustracción, a volumen constante 5-1, de la cantidad de calor Q_2.

Por tanto, la cantidad total de calor introducida vale:

$$Q_1 = Q_1' + Q_1''.$$

Recordando lo expuesto a propósito de los ciclos Otto y Diesel, podemos escribir:

$$Q_1' = c_v\ (T_3 - T_2)$$

$$Q_1'' = c_p\ (T_4 - T_3)$$

$$Q_2 = c_v\ (T_5 - T_1).$$

De este modo, el rendimiento térmico ideal del ciclo Sabathé teórico vale:

$$\eta_\varepsilon = \frac{\text{calor suministrado} - \text{calor sustraído}}{\text{calor suministrado}} =$$

$$= \frac{c_v\ (T_3 - T_2) + c_p\ (T_4 - T_3) - c_v\ (T_5 - T_1)}{c_v\ (T_3 - T_2) + c_p\ (T_4 - T_3)} =$$

$$= 1 - \frac{T_5 - T_1}{(T_3 - T_2) + k\ (T_4 - T_3)} =$$

$$= 1 - \frac{T_1}{T_2}\ \frac{\dfrac{T_5}{T_1} - 1}{\left(\dfrac{T_3}{T_2} - 1\right) + k\dfrac{T_3}{T_2}\left(\dfrac{T_4}{T_3} - 1\right)}$$

Para la transformación 2-3 de combustión a volumen constante tenemos:

$$\frac{p_3}{p_2} = \frac{T_3}{T_2}$$

Y para la transformación 3-4 de combustión a presión constante:

$$\frac{v_4}{v_3} = \frac{T_4}{T_3}$$

Para las transformaciones adiabáticas 1-2 de compresión y 4-5 de expansión emplearemos, respectivamente, las fórmulas

$$T_1 = T_2 \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1}$$

$$T_5 = T_4 \left(\frac{v_4}{v_5}\right)^{k-1}$$

de las cuales obtenemos:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1}$$

$$\frac{T_5}{T_1} = \frac{T_4}{T_2} \frac{\left(\frac{v_4}{v_5}\right)^{k-1}}{\left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1}} = \frac{T_4}{T_3} \frac{T_3}{T_2} \frac{\left(\frac{v_4}{v_5}\right)^{k-1}}{\left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1}}$$

y siendo $v_3 = v_2$,, $v_5 = v_1$

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2} \qquad \frac{T_4}{T_3} = \frac{v_4}{v_3}$$

se puede escribir:

$$\frac{T_5}{T_1} = \frac{v_4}{v_2} \quad \frac{p_3}{p_2}\left(\frac{v_4}{v_2}\right)^{k-1} = \frac{p_3}{p_2}\left(\frac{v_4}{v_2}\right)^{k}$$

Sustituyendo estas expresiones en las del rendimiento térmico ideal, resulta:

$$\eta_\varepsilon = 1 - \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1} \frac{\frac{p_3}{p_2}\left(\frac{v_4}{v_2}\right)^{k} - 1}{\left(\frac{p_3}{p_2} - 1\right) + k\frac{p_3}{p_2}\left(\frac{v_4}{v_2} - 1\right)}$$

Indicando con τ la relación entre la presión p_3 al final y la presión p_2 al principio de la fase de combustión a volumen constante —a la cual llamaremos **«relación de combustión a volumen constante»**—, y recordando que:

$$\frac{v_1}{v_2} = \rho \qquad \text{y} \qquad \frac{v_4}{v_3} = \frac{v_4}{v_2} = \tau'$$

se obtiene la expresión final del rendimiento térmico ideal del ciclo teórico Sabathé:

$$\eta_\varepsilon = 1 - \frac{1}{\rho^{k-1}} \frac{\tau\ \tau'^k - 1}{(\tau - 1) + k\ \tau\ (\tau' - 1)}$$

A igualdad de relación de compresión ρ, el rendimiento del ciclo mixto resulta intermedio entre los del ciclo Otto y los del ciclo Diesel. Si se aumenta el calor suministrado a volumen constante, es decir, entre los puntos 2 y 3, y se reduce el suministrado a presión constante entre los puntos 3 y 4, el rendimiento térmico se aproxima al del ciclo Otto. Si, por el contrario, se reduce el calor suministrado a volumen constante y se aumenta el correspondiente a presión constante, el rendimiento del ciclo mixto se aproxima al del ciclo Diesel.

III. 6. Comparación entre los tres ciclos teóricos

Para comparar los ciclos que acabamos de examinar, es necesario tomar como referencia algunos de los factores de cuyo valor dependen la forma y la superficie del diagrama, como son: la relación de compresión, la presión máxima, la cantidad de calor suministrado, la de calor sustraído y el trabajo útil.

En la figura 29 se han trazado las curvas de las variaciones de rendimiento térmico ideal al variar la relación de compresión para los tres ciclos: Otto, Diesel y Sabathé. Para los ciclos Diesel y Sabathé se ha elegido una relación de combustión a presión constante igual a 2.

Como se ve en la figura, los rendimientos térmicos de los ciclos teóricos crecen al aumentar la relación de compresión. Para una determinada relación de este tipo, el ciclo Otto da mayor rendimiento, mientras el ciclo Diesel resulta de rendimiento menor. Hay que considerar, sin embargo, que, para los motores Diesel, la relación de compresión varía entre 14 y 22, en tanto que, para los motores de encendido por chispa, no rebasa, por lo general, el valor de 10, con objeto de evitar la detonación, fenómeno del que trataremos más adelante.

Por tanto, el motor Diesel tiene un rendimiento térmico superior al motor Otto.

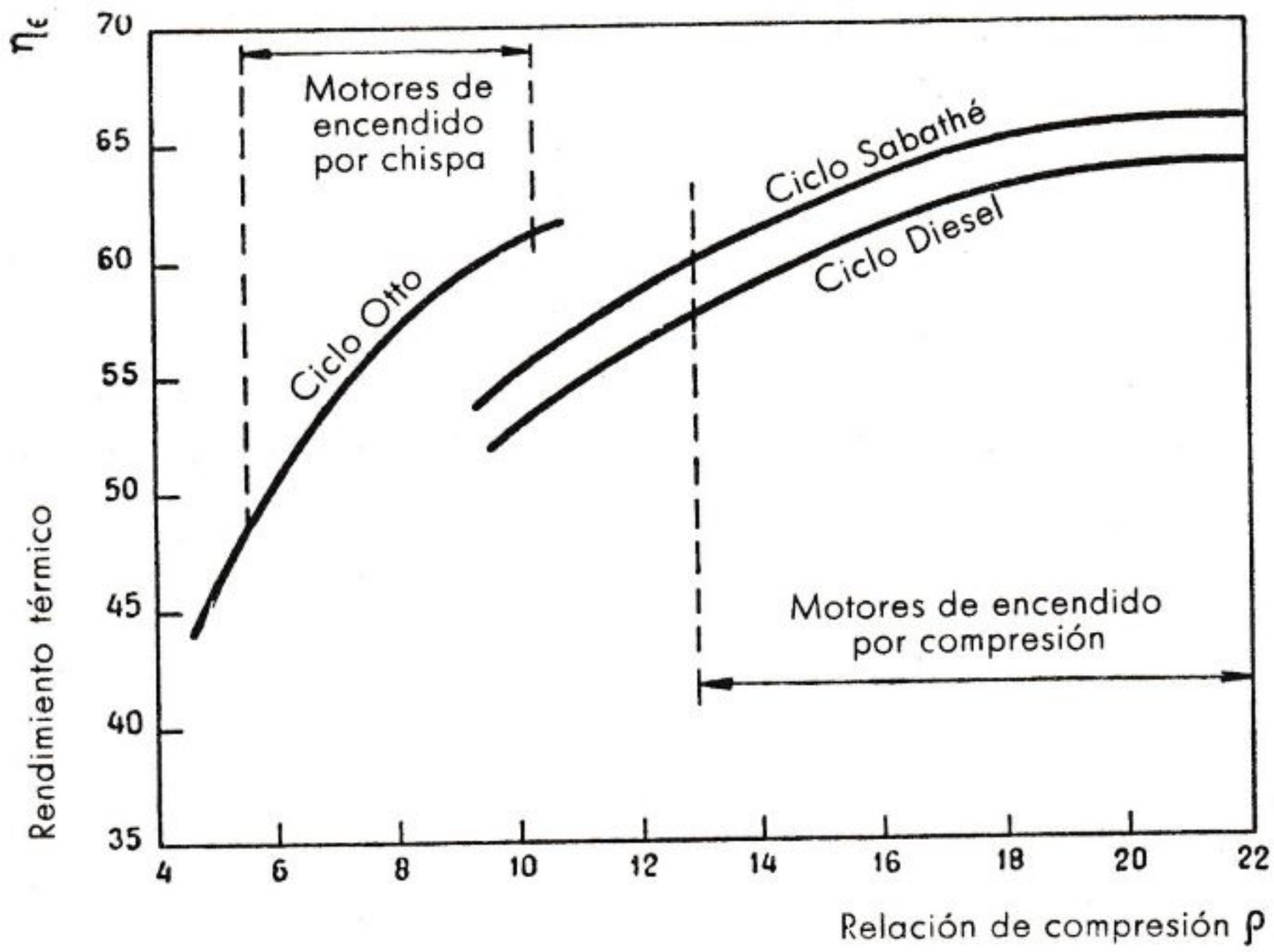
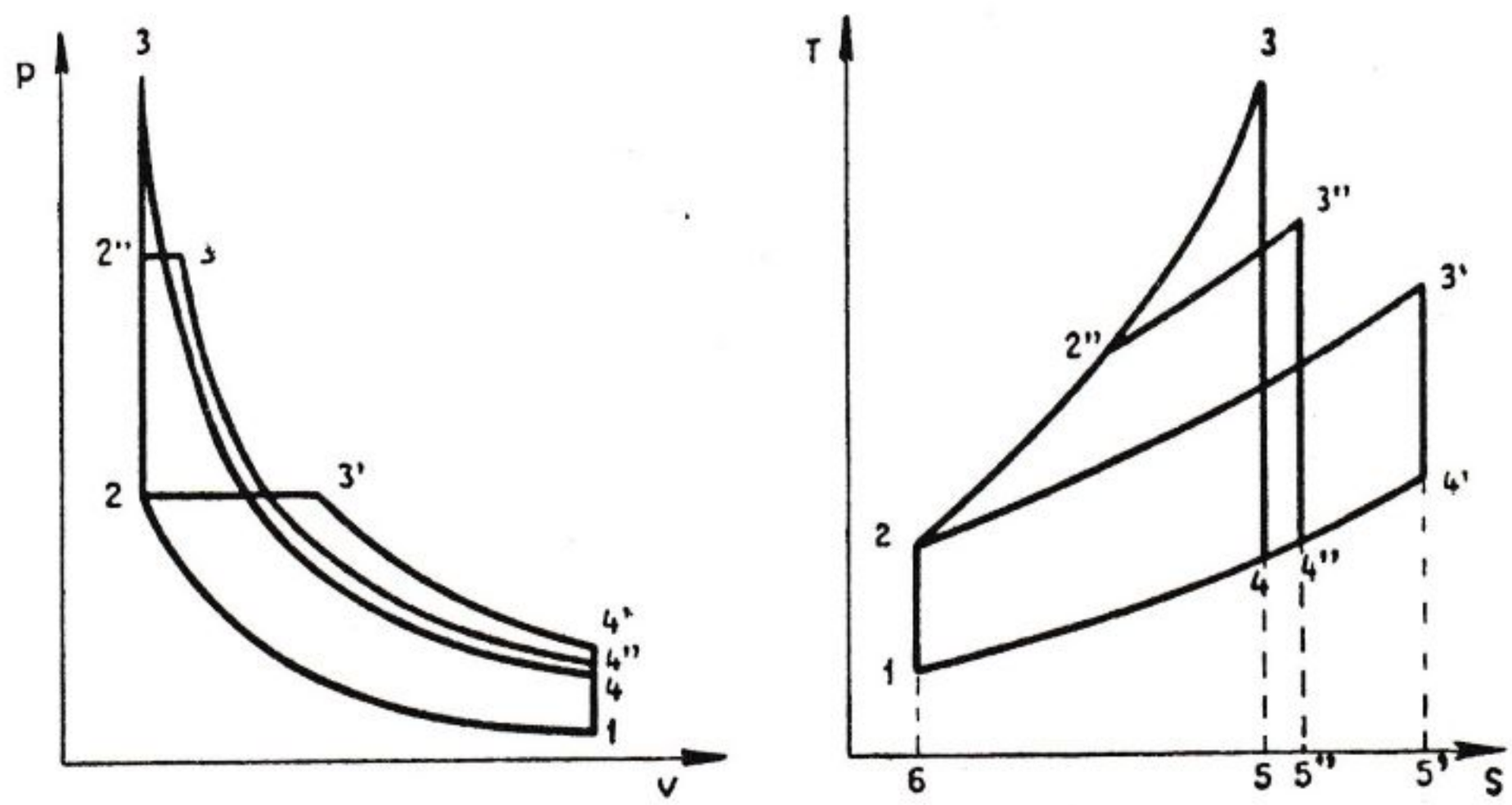


FIG. 29. — Comparación de los rendimientos térmicos de los ciclos teóricos a varios valores de la relación de compresión.



Los tres ciclos teóricos a igualdad de relación de compresión y de cantidad de calor introducido.

ciclo Otto	1 2 3 4 1
ciclo Diesel	1 2 3′ 4′ 1
ciclo Sabathé	1 2 2″ 3″ 4″ 1.

FIG 30.

En la figura 30 se comparan en coordenadas *p-v* y *Ts* los tres ciclos, *a igualdad de relación de compresión y de cantidad de calor suministrado.* Todos los ciclos comienzan en la misma condición 1 y tienen la misma compresión adiabática de 1 a 2.

Con objeto de que la cantidad de calor suministrada sea la misma en los tres casos, las superficies en coordenadas *T-s*, 2″ 3″ 5″ 6 2, 2″, 2 3′ 5′ 6 2 y 2 3 5 6 2 deben ser iguales.

Teniendo en cuenta que el calor se sustrae al mismo volumen específico, según la línea de transformación entre los estados 4 y 1, la cantidad de calor sustraído está representada, para cada ciclo, por la propia superficie debajo de la línea 4-1 en el diagrama *T-s*. Como el calor suministrado en el mismo para cada ciclo, resulta que el ciclo de mayor rendimiento térmico es aquel en el cual se sustrae la menor cantidad de calor, es decir, el ciclo Otto, para el cual la superficie que representa la cantidad de calor sustraído está definida en coordenadas *T-s* por los puntos 4 5 6 1 4.

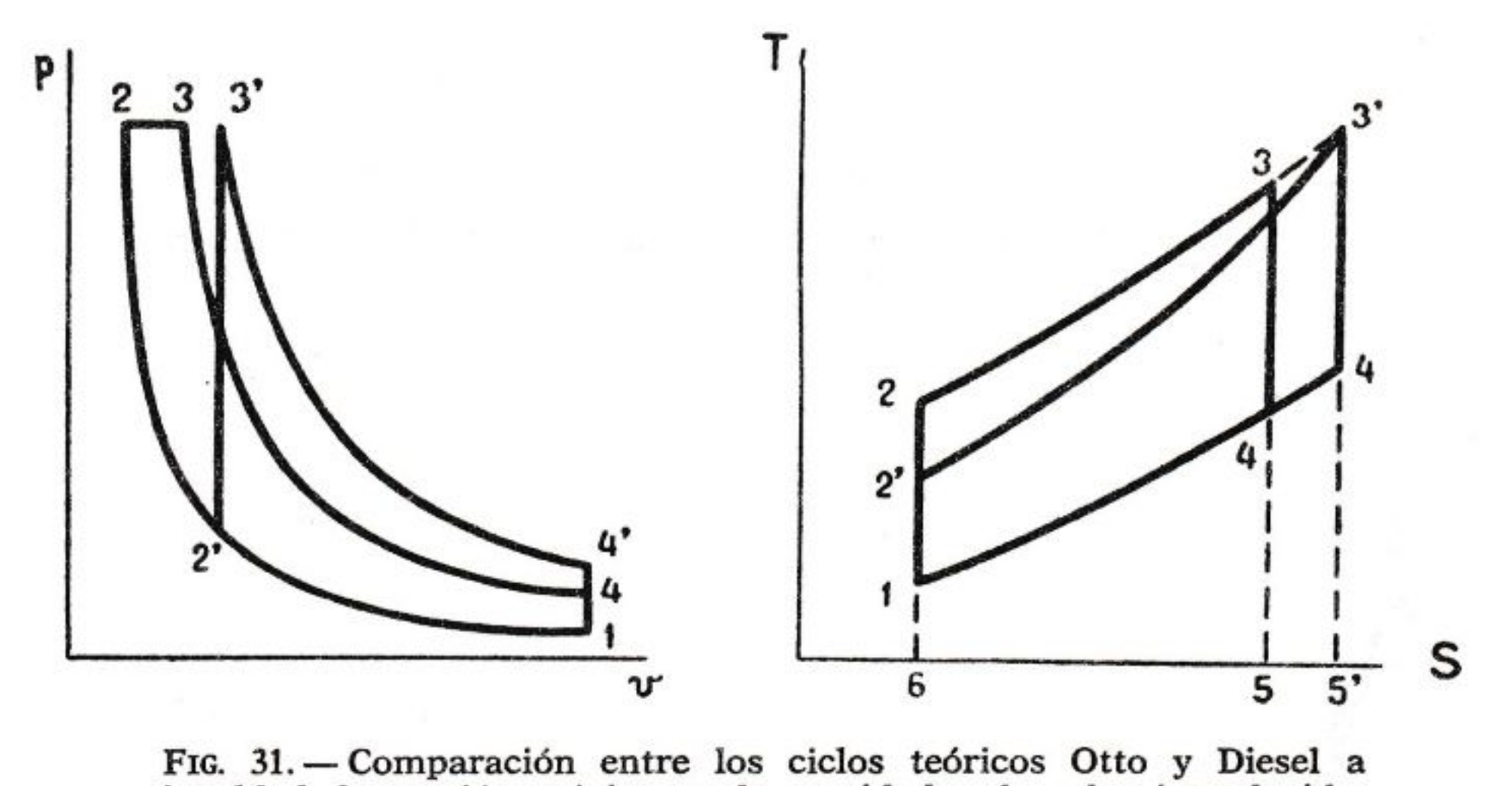


FIG. 31. — Comparación entre los ciclos teóricos Otto y Diesel a igualdad de presión máxima y de cantidades de calor introducido.

ciclo Otto 1 2 3′ 4′ 1
ciclo Diesel 1 2 3 4 1.

Hay que observar que la presión y temperatura máximas en el ciclo Otto son bastante más elevadas que en los otros dos ciclos. Aunque esta comparación es puramente teórica, sirve para demostrar que el ciclo que proporciona la mayor expansión del fluido después de la fase de introducción del calor es el de rendimiento más alto.

Indicaremos para los diversos ciclos con r_E la relación entre los volúmenes al final de la carrera de expansión y al final de la fase de introducción del calor.

Para el ciclo Otto resulta:

$$r_E = \frac{v_4}{v_3} = \frac{v_1}{v_2} = \rho \ ;$$

mientras que para el ciclo Diesel tenemos:

$$r_E = \frac{v_4'}{v_3'} = \frac{v_1}{v_2} \frac{v_2}{v_3'} = \frac{\rho}{\tau'} < \rho \, .$$

Podemos, por tanto, admitir la relación de expansión así definida como el índice del rendimiento de los ciclos.

En la figura 31, la comparación entre los ciclos teóricos Otto y Diesel está hecha *a igualdad de presión máxima y de cantidad de calor suministrado.* En estas condiciones, las superficies 2 3 5 6 2 y 2′ 3′ 5′ 6′ 2′ deben ser iguales.

El ciclo Diesel es aquel en el cual se sustrae la menor cantidad de calor, y como la superficie que representa el calor sustraído es 4 5 6 1 4, resulta, por ello, que en estas condiciones el ciclo Diesel es el de mayor rendimiento.

También en este caso es evidente que el ciclo que permite la mayor expansión del fluido después de la combustión es el que tiene el rendimiento térmico más elevado.

III. 7. Presión media de un ciclo

La presión media en el cilindro varía constantemente durante el ciclo. Si se tuviese en cuenta esta variación para valorar la potencia, se incurriría en cálculos muy complicados, pero tomando un valor medio de presión, resultan muy sencillos y simplificados.

Haciendo referencia a un diagrama genérico en coordenadas p-v como el trazado en la figura 32, la superficie del ciclo representa el trabajo útil realizado por el fluido.

Si sobre la base del diagrama trazamos un rectángulo A B C D cuya área sea igual a la del ciclo, la altura del rectángulo representa la presión media p_m del ciclo considerado.

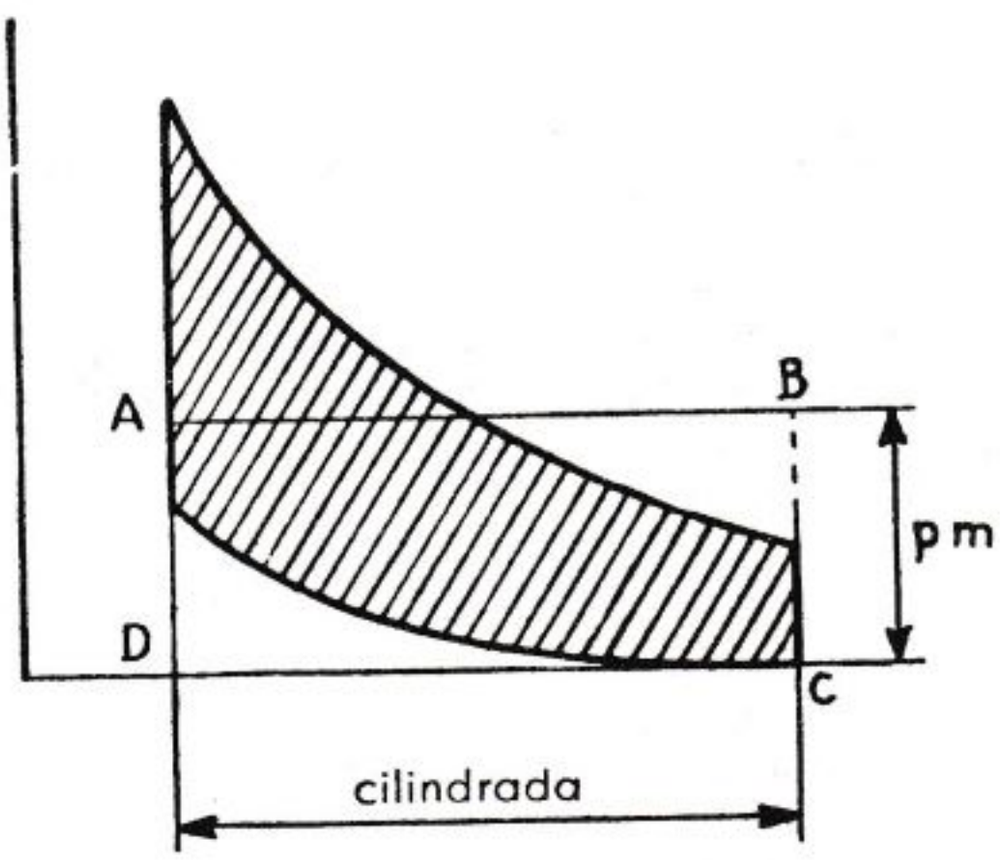


FIG. 32.

Multiplicando el valor de esta presión media en kg/cm² por la cilindrada en centímetros cúbicos, se obtiene para el trabajo útil el mismo valor representado por la superficie del ciclo.

El concepto de presión media se aplica asimismo en el caso de los ciclos reales y, como veremos seguidamente, también en la valoración de la potencia de los motores que se mide en el extremo del árbol cigüeñal.

III. 8. Valores del exponente n para las politrópicas

Es útil comparar los valores de las presiones y de las temperaturas de los ciclos teóricos y de los ciclos reales para obtener indicaciones que permitan calcular con cierta aproximación los valores previsibles para motores en fase de proyecto.

Cuanto queda expuesto al principio del capítulo nos lleva a la conclusión de que tanto la compresión como la expansión del ciclo real son más bien transformaciones politrópicas que adiabáticas. La curva correspondiente debe ser trazada, pues, según la ecuación $p\ v^n$, donde al exponente n se le da un valor determinado en lugar del valor k que caracteriza la transformación adiabática. Transcribimos a continuación algunos valores obtenidos en la práctica.

Para un trazado normal del ciclo Otto aire-combustible se da al exponente n el valor 1,4. Si el motor está alimentado con gas, el valor de n se elige entre los límites de 1,31 y 1,35. Para los motores de encendido por compresión, cuya relación de compresión varía de 14 a 22, se tiene $n = 1{,}30$ a 1,32 en la politrópica de compresión, y $n = 1{,}55$ a 1,65 en la de expansión.

Para completar la comparación entre los ciclos teórico y real presentamos un ejemplo de cálculo simplificado para los dos casos.

III. 9. Ejemplo de cálculo para un ciclo teórico Otto de aire

Supongamos que en un cilindro ideal, con las paredes totalmente aisladas, se comprime, a un volumen cinco veces menor del inicial ($\rho = 5$), 1 kg de aire, que se considera como un gas perfecto (a calor específico constante). Realizada la compresión, se suministra al aire, en condiciones ideales, una cantidad de calor igual a la desarrollada por 1 kg de mezcla aire-gasolina, de modo que el aire se caliente y se expansione luego poniendo en movimiento el pistón. Obtendremos un ciclo teórico Otto (fig. 33).

Para el punto 1 (final de la aspiración) se toma:

$p_1 = 1$ kg/cm², como si la válvula de aspiración no presentase ninguna resistencia a la entrada del aire;

$T_1 = 350$ °K, valor medio que se puede determinar teniendo en cuenta las características y la cantidad de gases de combustión residuales, así como el calor de vaporización del combustible.

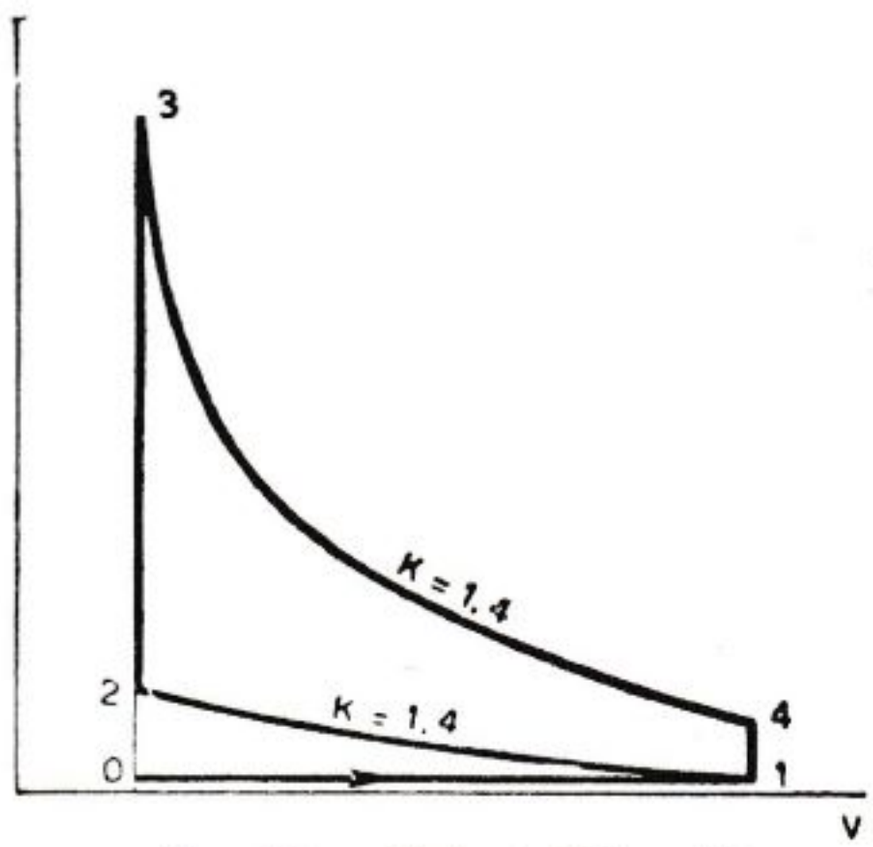


FIG. 33. — Ciclo teórico Otto.

Para el punto 2 (final de la compresión) de la relación $T_2 = T_1\ \rho^{k-1}$ (transformación adiabática) se tiene (siendo $k = 1{,}4$): $T_2 = 670°$ K, y para la $p_2 = p_1\ \rho^k$: $p_2 = 9{,}5$ kg/cm².

Para el punto 3 (fin de la combustión): suponemos que se suministra una cantidad de calor igual a la desarrollada por 1 kg de mezcla aire-combustible, cuya potencia calorífica es de 11.000 Ca. Como 1 kg de mezcla contiene 1/16,2 kg de combustible (véase capítulo VI), producirá, durante la combustión, $\frac{11000}{16{,}2} = 680$ Ca. Como el calor específico a volumen constante del aire considerado como gas perfecto es $c_v = 0{,}168$, tendremos:

$$\Delta T = \frac{680}{0{,}168} = 4050° \text{ K}$$

y se alcanzará en el punto 3 la temperatura $T_3 = 670 + 4050 = 4720°$ K.

Puesto que la transformación se efectúa a volumen constante, el aumento de presión es proporcional al aumento de temperatura; luego:

$$p_3 = p_2\ \frac{4720}{670} = 67 \text{ kg/cm}^2.$$

Para el punto 4 (final de la expansión) se tiene, de acuerdo con la ecuación de la expansión adiabática:

$$\begin{cases} T_4 = \dfrac{T_3}{\rho^{k-1}} \text{ o bien } = \dfrac{T_1\ T_3}{T_2} \simeq 2460° \text{ K}, \\[2ex] p_4 = \dfrac{p_3}{\rho^k} \text{ o bien } = \dfrac{p_1\ p_3}{p_2} \simeq 7{,}06 \text{ kg/cm}^2. \end{cases}$$

El rendimiento de este ciclo vale: $\eta_\varepsilon = 0{,}475$.

III. 10. Ejemplo de ciclo Otto casi práctico

Supongamos que tenemos 1 kg de la mezcla gasolina-aire-gases residuales de combustión a la presión $p_1 = 1$ kg/cm² y a la temperatura $T_1 = 350°$ K (temperatura normal de la mezcla en el cilindro al empezar la compresión).

La mezcla es comprimida a un volumen cinco veces menor ($\rho = 5$), se quema y se expansiona.

En lugar de lo que hemos hecho en el examen del ciclo teórico, tendremos en cuenta que:

1) La compresión y la expansión no son adiabáticos, puesto que a través de las paredes hay transmisión de calor.

2) Los calores específicos son variables.

3) Los gases de la combustión se disocian.

Pero suponiendo todavía que:

1) El encendido es instantáneo.

2) El número de moléculas no se altera en la combustión.

Determinamos las presiones y temperaturas que se alcanzan en los puntos característicos del ciclo.

Para el punto 1 ya hemos establecido:

$$\begin{cases} p_1 = 1 \text{ kg/cm}^2. \\ T_1 = 350^\circ \text{ K}. \end{cases}$$

Suponiendo que la compresión se verifica según una politrópica caracterizada por $n = 1{,}30$, de las fórmulas $p_2 = p_1\ \rho^n$ y $T_2 = T_1\ \rho^{-1}$ obtenemos:

$$\begin{cases} p_2 = 8{,}1 \text{ kg/cm}^2. \\ T_2 = 567^\circ \text{ K}. \end{cases}$$

Supongamos que el combustible desarrolla 11.000 Ca/kg y tengamos en cuenta la presencia de gases residuales, valorándolos, como se confirma en la práctica, en 1 kg por cada 15 kg de aire. El calor desarrollado por 1 kg de mezcla aire-combustible-gases residuales será, aproximadamente, de 11.000/17,2 = = 640 Ca. Admitiendo que por disociación se pierde el 6 %, quedarán como utilizables $640 \times 0{,}94 = 600$ Ca.

Para obtener el aumento de temperatura ΔT por el calor suministrado es necesario contar con las variaciones de su calor específico con la temperatura, haciendo uso de la fórmula de Langen, cuya constante D vale 0,000072, y tendremos:

$$\Delta T = \frac{600}{c_{vo} + D \cdot \Delta T} = \frac{600}{0{,}168 + 0{,}000072\ \Delta T}$$

de donde resulta $\Delta T = 1940^\circ$ K, que, sumados a T_2, nos da:

$$T_3 = 2507^\circ \text{ K}.$$

Admitiendo todavía la combustión instantánea, es decir, a volumen constante, tenemos:

$$p_3 = 35{,}8 \text{ kg/cm}^2.$$

En el punto 4, siendo también el exponente de la politrópica de expansión igual a 1,3, se tiene:

$$\begin{cases} p_4 = 4{,}45 \text{ kg/cm}^2. \\ T_4 = 1565^\circ \text{ K}. \end{cases}$$

Este ejemplo, aunque basado en hipótesis muy ajenas a la realidad, muestra cómo la temperatura máxima alcanzada por los gases tras la combustión es muy inferior a la del ciclo teórico.

CAPÍTULO IV

CICLOS REALES. DIAGRAMAS DE PRESIÓN

IV. 1. Ciclo indicado y presión media indicada

Ciclo real es el que refleja las condiciones efectivas de funcionamiento de un motor y se identifica, por tanto, con el diagrama de presiones medias en el cilindro en correspondencia a las diversas posiciones del pistón.

El dibujo demostrativo de este ciclo se llama **diagrama indicado,** y recibe el nombre de **indicador** el aparato que sirve para obtenerlo.

La figura 34 muestra, en forma esquemática, cómo se traza el diagrama indicado por medio del indicador.

En este aparato, un pequeño cilindro provisto de un pistón retenido por un muelle comunica con la cámara de combustión del cilindro motor por medio de un tubo. El vástago del pistón actúa sobre un sistema de palancas que forman un cuadrilatero amplificador, cuyo brazo de palanca más largo está provisto en su extremidad de un estilete.

La presión de los gases se transmite a través del tubo, actúa sobre el pistón y, venciendo la carga del muelle, lo desplaza a una longitud proporcional al valor de la presión. El estilete traza, por tanto, en sentido vertical una línea de longitud proporcional a la presión que actúa sobre el pistón. Como todo el dispositivo indicador está fijo al pistón motor, el estilete se mueve linealmente con él, y su posición horizontal corresponde en cada punto a la del pistón motor.

La curva trazada por el estilete está referida, pues, a dos ejes coordenados, cuyas abscisas representan los espacios recorridos por el pistón y. por tanto, los volúmenes, así como las ordenadas representan las presiones.

Supongamos que el motor es de encendido por chispa y de 4 tiempos, y, además, para mayor simplicidad, que las condiciones de funcionamiento son aproximadamente las teóricas.

Deslizando el pistón del P.M.S. al P.M.I. y viceversa, con la válvula abierta, de suerte que no ofrezca, en la práctica, ninguna resistencia al paso del gas, la presión en el cilindro se mantiene igual a la atmosférica, y el estilete va trazando un segmento horizontal *A-A*, de longitud igual

a la carrera, el cual representa el diagrama de las presiones para la fase de aspiración y de escape.

Cerrada la válvula durante la carrera de compresión, el estilete describe la curva *A-B*. Al final de la carrera de compresión se verifica la combustión y, en consecuencia, se produce un aumento repentino de presión que hace trazar al estilete la línea casi vertical *B-C*. Sucesiva-

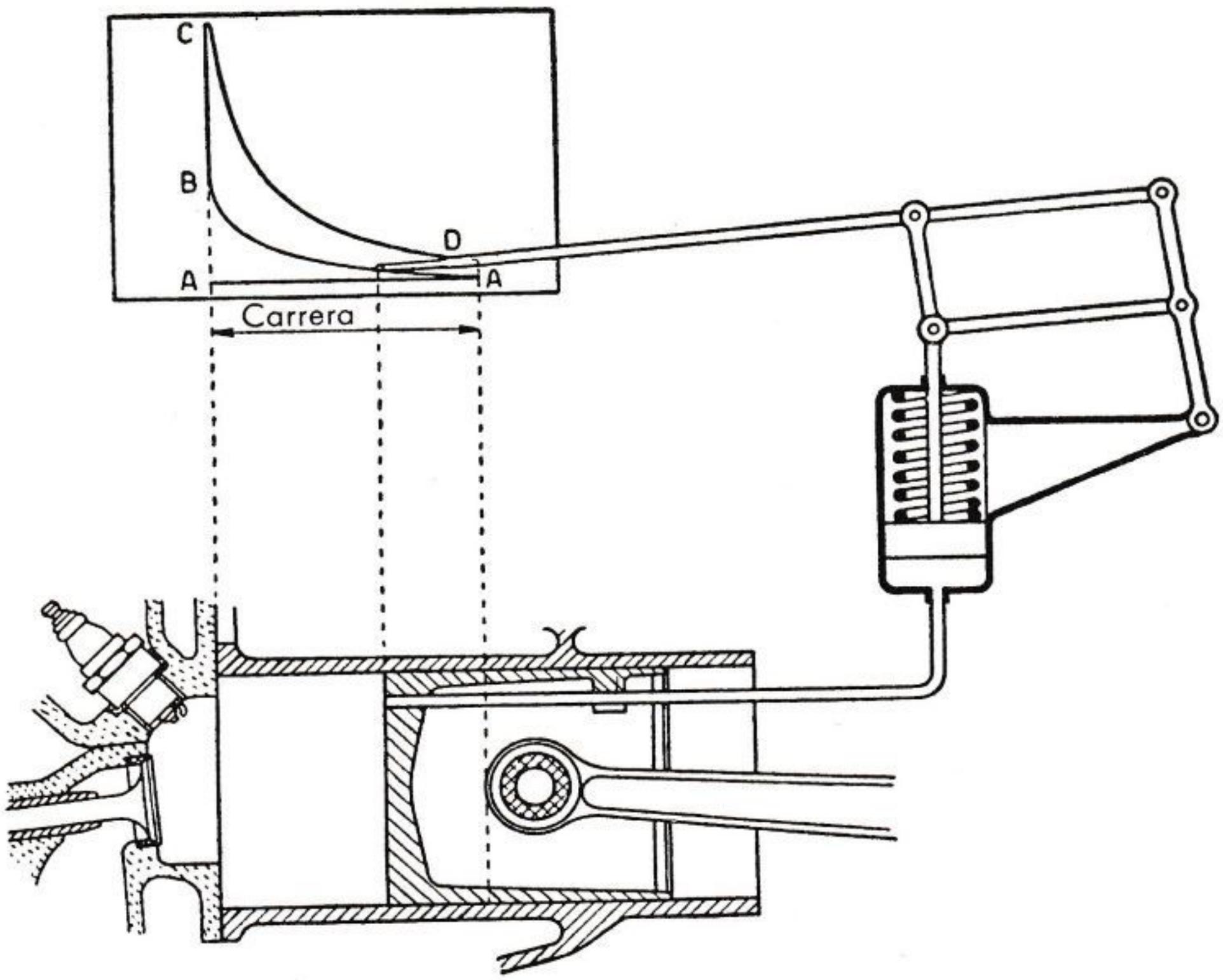


FIG. 34. — Obtención del ciclo indicado.

mente, durante la carrera de expansión, el estilete describe la curva *C-D*. Poco antes de terminar la carrera de expansión, se abre la válvula de escape, la presión desciende a un valor muy próximo al atmosférico y, por tanto, el estilete traza el pequeño rasgo, casi vertical, *D-A*.

El aparato esquematizado en la figura 34 sirve para mostrar cómo se obtiene un diagrama indicado, pero no es realizable en la práctica. Los indicadores son, en realidad, aparatos más complicados, que utilizan los técnicos especializados.

La figura 35 representa dos ciclos reales típicos de motores Otto y Diesel de igual cilindrada unitaria.

Para facilitar la comparación entre los dos ciclos, los diagramas se han dibujado superpuestos. El eje de las presiones para el ciclo Diesel resulta desviado con respecto al del ciclo Otto, como consecuencia de la diferencia de volumen V_c de la cámara de combustión. En efecto, a igualdad de cilindrada unitaria V_p, siendo más elevada la relación de compresión del motor Diesel que la del motor Otto, resulta menor el volumen V_c de la cámara de combustión.

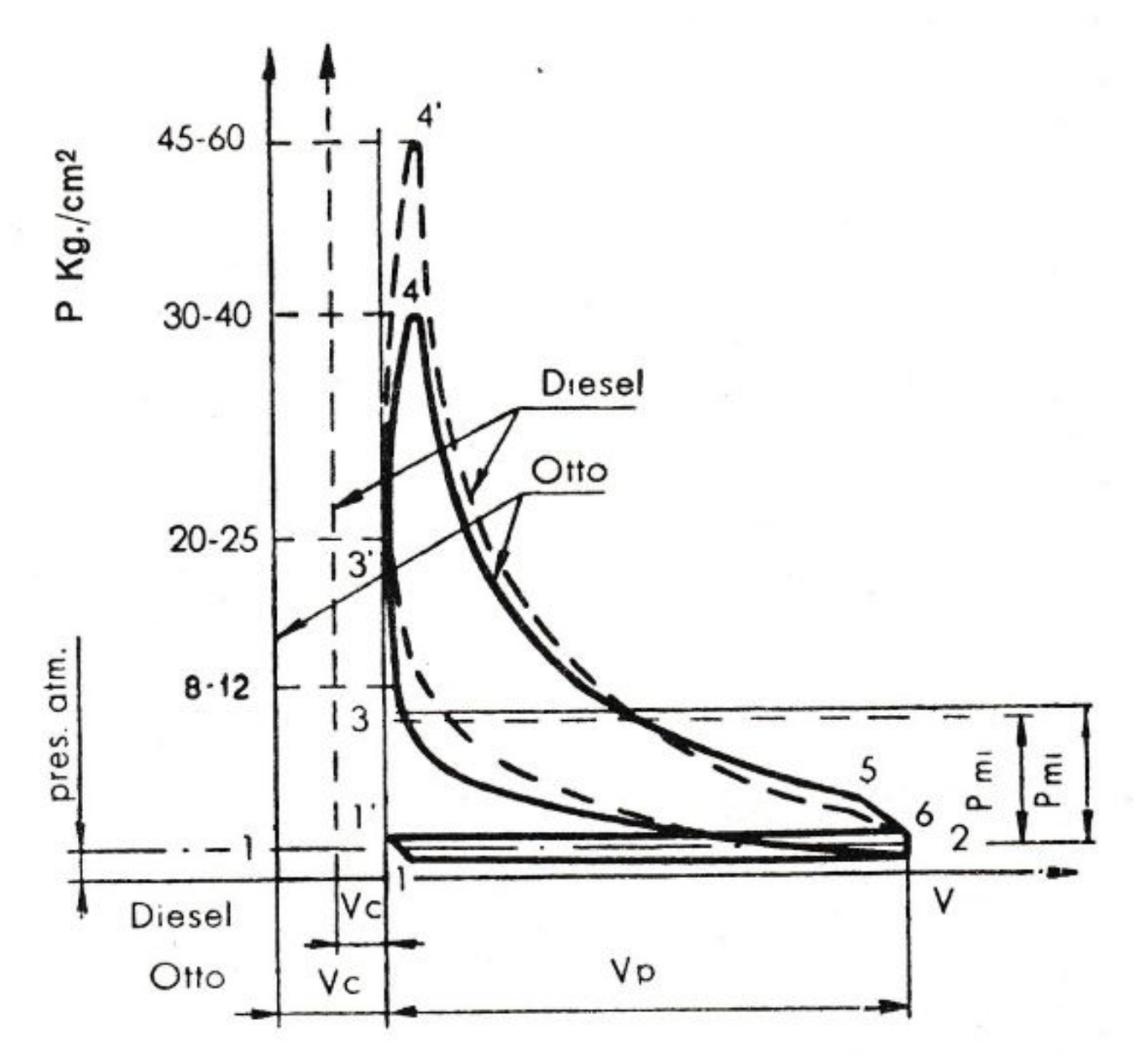


FIG. 35. — Comparación entre los ciclos indicados, Otto y Diesel.

La superficie 1 2 6 1′ 1 representa el trabajo negativo debido al bombeo en las fases de aspiración y de escape; la superficie 2 3 4 5 6 2 representa el trabajo positivo. Su diferencia es el trabajo útil. Dividiendo el área correspondiente al trabajo útil efectuado por el fluido, por la longitud de la carrera, o por la cilindrada V_p con arreglo a la escala elegida para el eje de las abscisas, se obtiene el valor de la **presión media indicada** *(p.m.i.)*.

Si deseamos valorar la diferencia del trabajo útil entre el ciclo teórico y el ciclo indicado, estableceremos la relación comparativa entre las superficies correspondientes. Dividiendo la superficie del ciclo indicado por la respectiva del ciclo teórico de aire, se obtiene el **rendimiento indicado.**

En la tabla siguiente se comparan los valores de los rendimientos térmicos de ciclos teóricos de aire y de ciclos indicados, obtenidos experimentalmente en un motor especial con relación de compresión variable. Los datos han sido conseguidos por el experimentador inglés sir H. RICARDO.

TABLA I

Influencia de la relación de compresión en el rendimiento

Relación de compresión	Rendimiento del ciclo teórico de aire $1-1/\rho^{0,4}$	Rendimiento experimental de Ricardo
4	0,426	0,277
4,5	0,453	0,297
5	0,475	0,316
5,5	0,494	0,332
6	0,512	0,346
6,5	0,527	0,360
7	0,541	0,372
7,5	0,553	0,383
8	0,565	.....

IV. 2. Diferencia entre los ciclos Otto real y teórico

Entre el ciclo indicado y el ciclo teórico correspondiente existen direfencias sustanciales tanto en la forma del diagrama como en los valores de temperaturas y presiones.

La **diferencia de forma** consiste en un perfil distinto en las curvas de expansión y compresión, en la sustitución de los trazos rectilíneos de introducción y sustracción del calor por trazos curvos y el redondeamiento de los ángulos agudos. Las causas de tales diferencias se fundan en las siguientes razones:

a) *Pérdidas de calor.* En el ciclo teórico son nulas, pero bastante sensibles, por el contrario, en el ciclo real. Como el cilindro está refrigerado para asegurar el buen funcionamiento del pistón, una cierta parte de calor del fluido se transmite a las paredes. Las líneas de compresión y expansión no son, por consiguiente, adiabáticas, sino politrópicas, con exponente n, diferente de k. Como el fluido experimenta una pérdida de calor se tiene evidentemente: para la expansión, $n > k$, y para la compresión, $n < k$. Se produce, por tanto, una pérdida de trabajo útil correspondiente a la superficie A de la figura 36.

b) *Combustión no instantánea.* En el ciclo teórico, se supone que la combustión se realiza a volumen constante; es, por tanto, instantánea; en el ciclo real, por el contrario, la combustión dura un cierto tiempo. Si el encendido tuviese lugar justamente en el P.M.S., la combustión ocurriría mientras el pistón se aleja de dicho punto, y el valor

de la presión sería inferior al previsto, con la correspondiente pérdida de trabajo útil.

Por ello es necesario anticipar el encendido de forma que la combustión pueda tener lugar, en su mayor parte, cuando el pistón se encuentra en la proximidad del P.M.S. Esto produce un redondeamiento de la línea teórica 2-3 de introducción del calor y, por tanto, una pér-

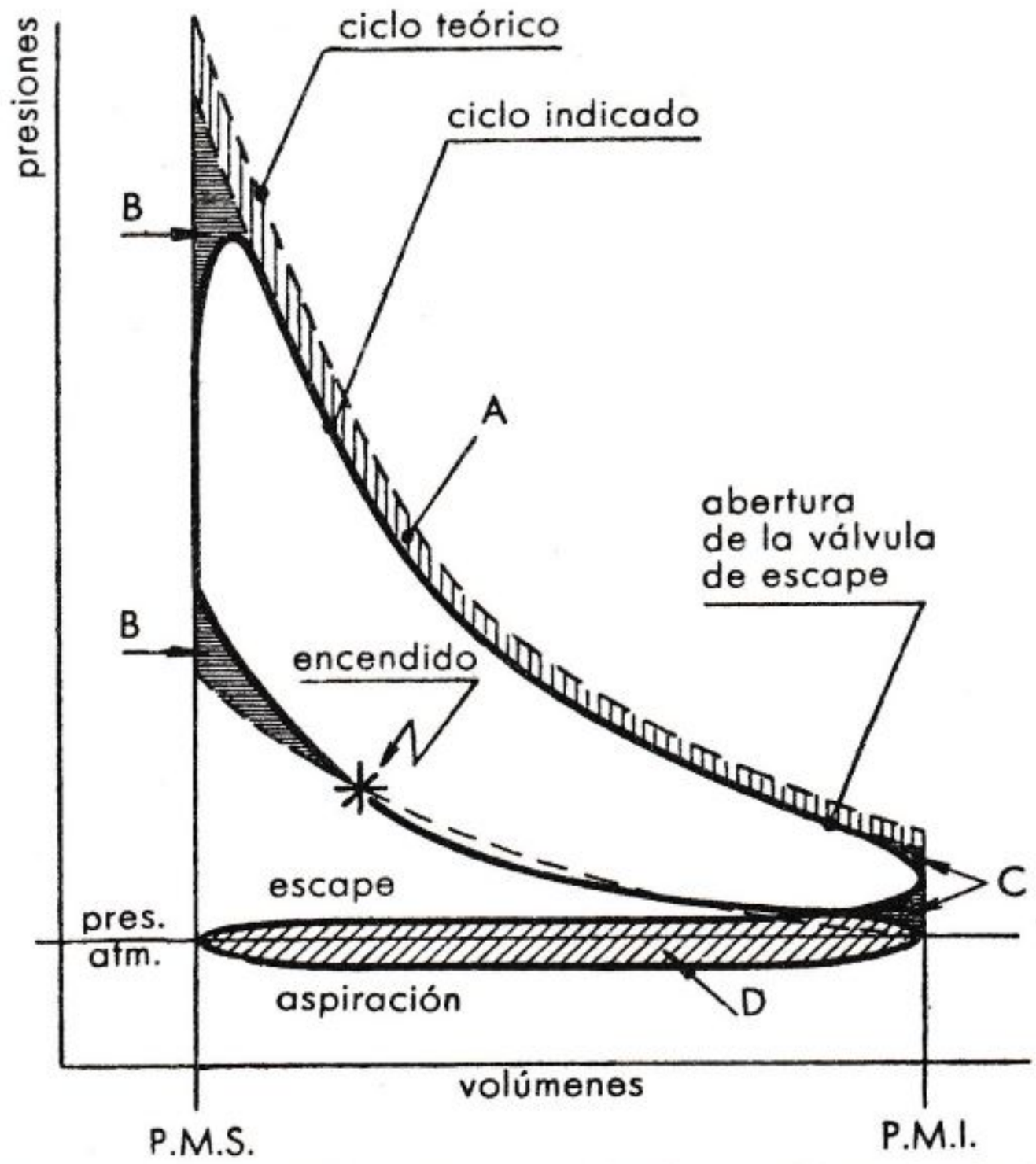


FIG. 36. — Comparación entre los ciclos Otto teórico e indicado.

dida de trabajo útil representada por el área *B*. Pero esta pérdida resulta de cuantía bastante menor de la que se tendría sin adelantar el encendido.

c) *Tiempo de abertura de la válvula de escape.* En el ciclo teórico también habíamos supuesto que la sustracción de calor ocurría instantáneamente en el P.M.I. En el ciclo real la sustracción de calor tiene lugar en un tiempo relativamente largo; la válvula de escape tiene que abrirse con anticipación para dar tiempo a que una parte de los gases salgan del cilindro antes de que el pistón alcance el P.M.I. de manera que su presión descienda cerca del valor de la presión exterior al comienzo de la carrera de expulsión. Este hecho provoca una pérdida de trabajo útil representada por el área *C*, pérdida que es, sin embargo,

menor que la que se tendría sin el adelanto de la abertura de la válvula de escape.

Las causas de las **diferencias en los valores de la presión y temperatura máxima son:**

a) *Aumento de los calores específicos del fluido con la temperatura.* Como ya sabemos, tanto el calor específico a presión constante c_p como el correspondiente a volumen constante c_v de un gas real, crecen con la temperatura, pero de tal forma que su diferencia permanece constante, es decir, $c_p - c_v = AR$; por consiguiente, al aumentar la temperatura disminuye el valor de la relación $k = \frac{c_p}{c_v}$. De lo cual se infiere que los valores de la presión y temperatura máximas resultan siempre inferiores a las que se alcanzarían en el caso en que los calores específicos permanecieron costantes al variar la temperatura. Este hecho se toma en consideración también al trazar el ciclo teórico de aire; pero, en el caso real, los productos de la combustión tienen calores específicos mayores que el aire, y, por tanto, los valores de la presión y de la temperatura máxima son, en el ciclo real, inferiores a los correspondientes al ciclo teórico. Por esta razón, la superficie y el rendimiento térmico resultan disminuidos.

b) *Disociación en la combustión.* Los productos de la combustión son esencialmente CO_2 y H_2O, además de otros compuestos, tales como CO, H_2 y O_2. La disociación de estos productos es una reacción que se lleva a cabo con absorción de calor, la temperatura máxima alcanzable es menor y se pierde una cierta cantidad de trabajo. Pero, dado que la temperatura disminuye durante la expansión, se produce un retroceso en la reacción de disociación. En consecuencia, sobreviene en esta fase una parcial reasociación con desarrollo de calor. Desciende el valor del exponente de la politrópica de expansión —el cual debería ser mayor que k por las pérdidas de calor a través de las paredes del cilindro— y se aproxima al de la politrópica de compresión; por ello, se consigue una parcial recuperación del trabajo antes perdido.

El ciclo real presenta, por último, otra diferencia importante al compararlo con el ciclo teórico; durante la carrera de aspiración, la presión en el cilindro es inferior a la que se tiene durante la carrera de escape. Salvo casos particulares, en el decurso de la aspiración, la presión resulta inferior a la atmosférica, mientras que durante el escape es superior. Se crea, por tanto, en el diagrama indicado una superficie negativa (*D*, en la figura 36), que corresponde al trabajo perdido. El esfuerzo realizado por el motor para efectuar la aspiración y el escape se llama **trabajo de bombeo** y está, por lo general, comprendido en el trabajo perdido por rozamientos.

IV. 3. Diferencias entre el ciclo Diesel real y teórico

Entre los ciclos real y teórico Diesel existen, igual que en el caso Otto, diferencias en la forma y en los valores de las presiones y temperaturas. Algunas de estas desemejanzas corresponden a las del ciclo Otto; por ejemplo, las debidas a la variación de los calores específicos, a la pérdida de calor y al tiempo de abertura de la válvula de escape.

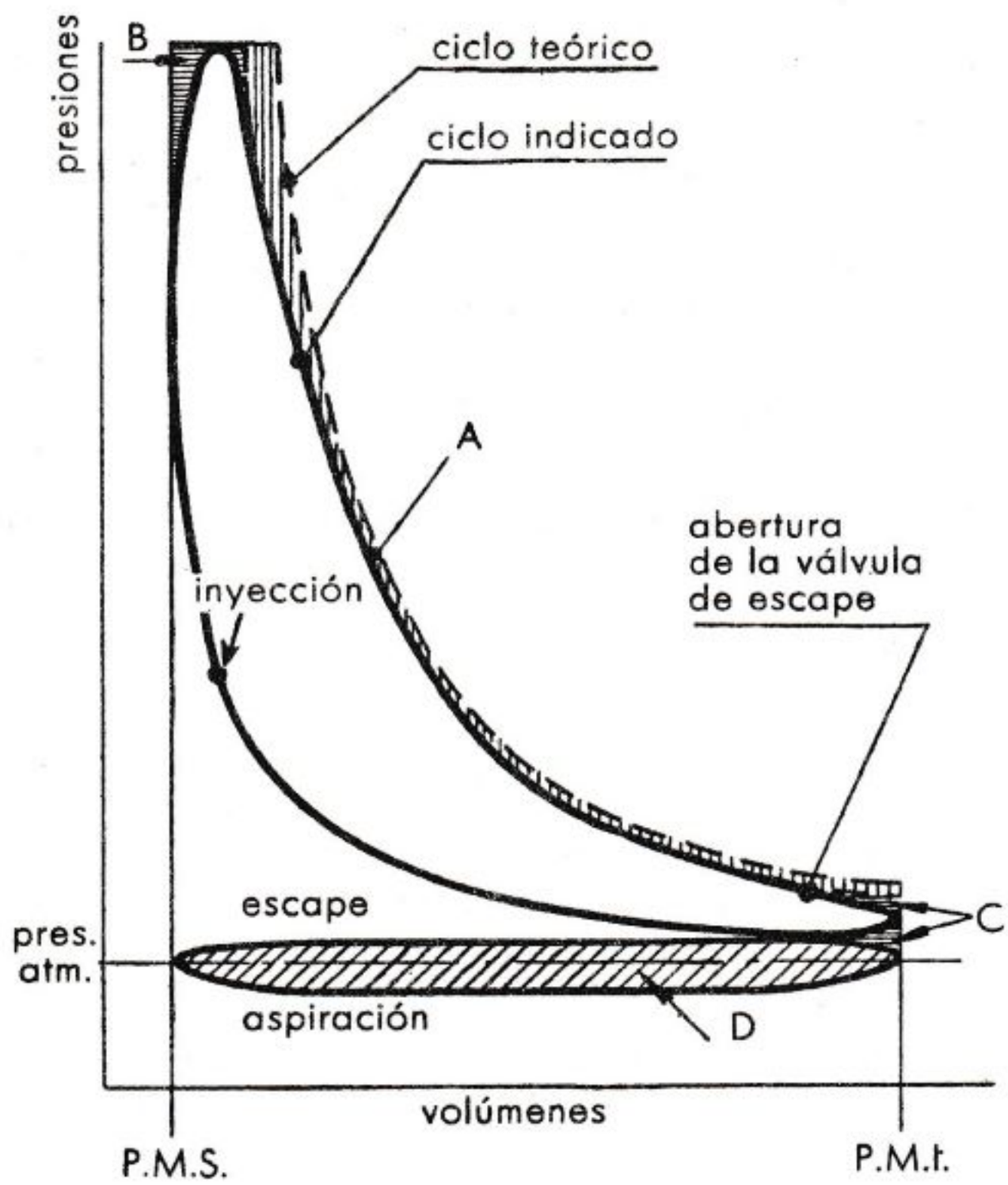


FIG. 37. — Comparación entre los ciclos Diesel teórico e indicado.

Otras difieren en parte y son originadas por la disociación y la pérdida por bombeo. Por último, una es peculiar del motor Diesel, a saber; la referente a la combustión, la cual no se verifica a presión constante en el caso del ciclo real.

a) *Combustión a presión constante.* Como se ve en el diagrama indicado (fig. 37), en la práctica la combustión se realiza en tales condiciones, que la presión varía durante el proceso, mientras que en el ciclo teórico habíamos supuesto que se mantenía constante. En realidad, una parte de la combustión se lleva a cabo a volumen constante,

y otra parte, a presión constante, casi como en el ciclo Otto real. Tan sólo en el caso de los motores muy lentos se desarrolla de forma ligeramente aproximada al proceso teórico (fig. 38).

b) *Disociación de los productos de la combustión.* En el motor de EC, la disociación no tiene un efecto tan importante como en el motor de EB, por cuanto el exceso de aire y la mezcla de los productos de la combustión son tales, que reducen la temperatura máxima y, en consecuencia, también la disociación de dichos productos.

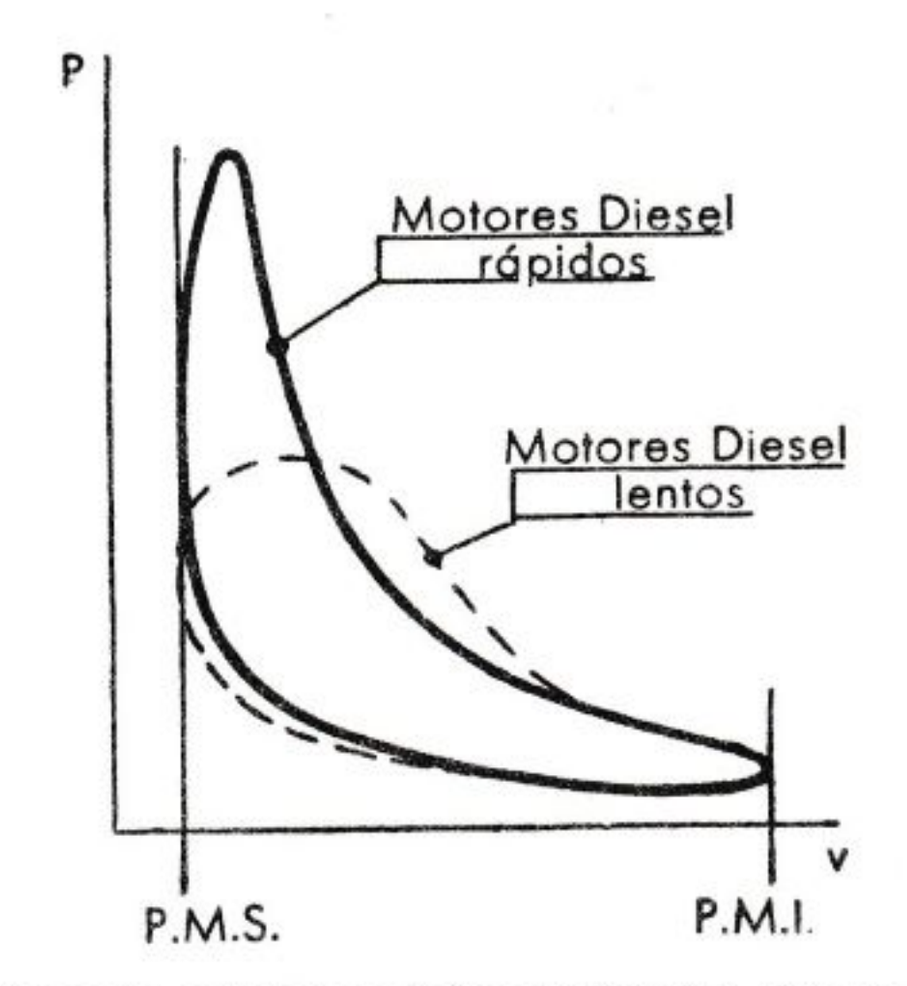


FIG. 38. — Diferencia entre los ciclos indicados de un motor Diesel lento y otro rápido.

c) *Pérdida por bombeo.* Las pérdidas por bombeo son inferiores a las que se producen en el ciclo Otto, puesto que no hay estrangulamiento en el aire de aspiración; en los motores de EC no existe la válvula de mariposa, característica de los motores de EB, provistos de carburador. Por ello, la superficie negativa del ciclo Diesel real es menor que la del ciclo Otto.

Todo cuanto llevamos explicando se refiere a los motores de 4 tiempos. En los de 2 tiempos, bastante difundidos entre los de tipo Diesel resultan importantes la pérdida por bombeo y la causada por la interrupción de la expansión antes del P.M.I. para dar lugar al escape. Comprendido en la pérdida por bombeo se debe considerar también el trabajo necesario para realizar el barrido del cilindro, que a menudo se efectúa por un compresor.

IV. 4. Examen del diagrama indicado

Importa conocer bien el diagrama indicado de un motor. Midiendo la superficie se obtiene, como ya hemos dicho, la presión media indicada. Conociendo ésta, y teniendo en cuenta la cilindrada del motor y el número de carreras útiles en la unidad de tiempo, se obtiene la **potencia indicada,** es decir, la potencia desarrollada en el cilindro. En la práctica, para calcular la potencia indicada se suma a la potencia medida con el freno la potencia absorbida por los rozamientos, la cual se valora, a su vez, haciendo girar el motor sin combustión.

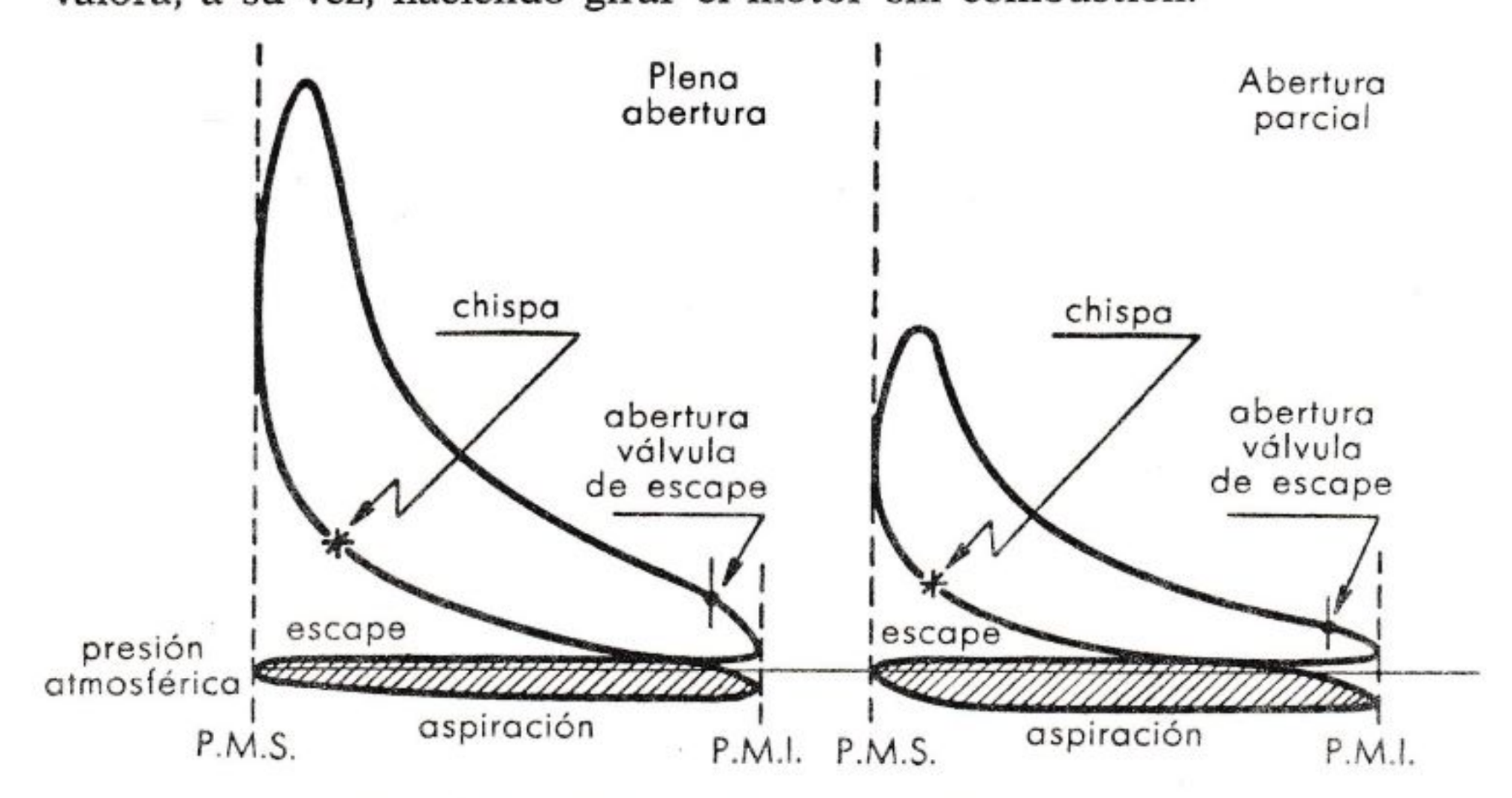


FIG. 39. — Ciclos Otto indicados con plena abertura y abertura parcial.

Los aparatos indicadores se usan para el estudio en las salas de prueba y para comprobar la regularidad del ciclo. Como la forma de éste depende del modo en que se desarrollan las transformaciones en motor, las irregularidades de funcionamiento pueden estudiarse mediante una detenida inspección del ciclo indicado.

Examinemos, pues, en sus principales pormenores, el diagrama indicado tomando como referencia el de los motores de 4 tiempos. Muchos de los rozamientos que se hacen son válidos tanto para los motores de ciclo Otto como para los de ciclo Diesel, dado que, como hemos demostrado en párrafos anteriores, la forma es similar en ambos, pues sólo difieren en ellos los valores de las presiones y de las temperaturas máximas. La figura 39 muestra dos diagramas indicados de un motor de EB: uno, con plena abertura, es decir, con la válvula de mariposa, completamente abierta; el otro, con abertura sólo parcial, es decir, con la mariposa semicerrada.

Como ya sabemos, la superficie en blanco es positiva, y la rayada, negativa; esta última representa, de hecho, el trabajo perdido por el bombeo durante las fases de escape y de aspiración.

Cuando la mariposa está toda abierta, la resistencia al paso del aire es mínima y entra la mayor cantidad posible de mezcla. La superficie positiva que representa el trabajo útil es, por tanto, máxima. Cuando, por el contrario, la mariposa está parcialmente cerrada, entra menos cantidad de mezcla; de consiguiente, es menor el trabajo realizado por el fluido, y la superficie positiva se reduce.

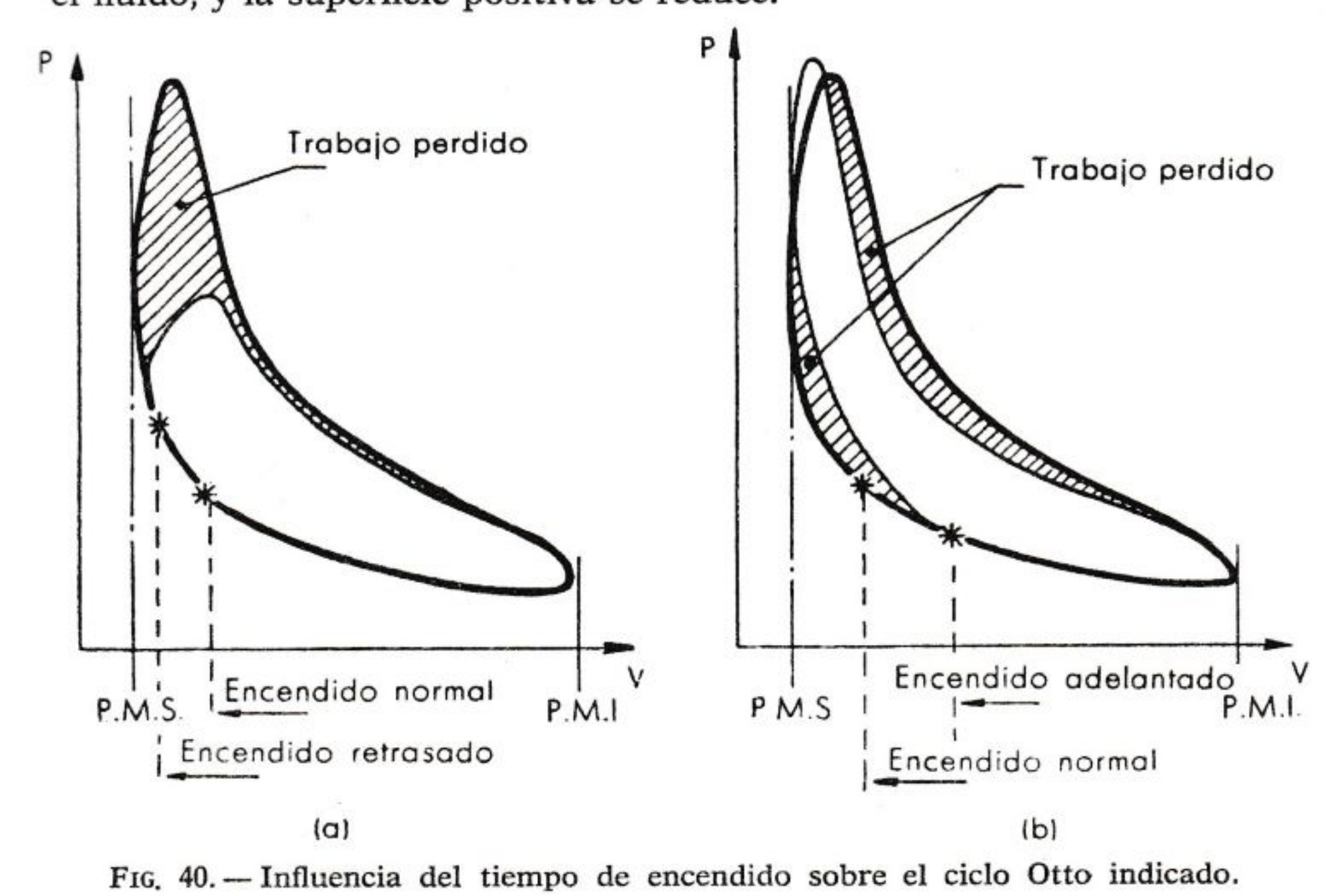


FIG. 40. — Influencia del tiempo de encendido sobre el ciclo Otto indicado.

El efecto de la parcialización por medio de la mariposa es totalmente opuesto en la superficie rayada. Cuando la mariposa está abierta, la resistencia al paso del aire es mínima, y, si el conducto está bien diseñado, la presión en el cilindro será muy próxima a la atmosférica. Cuando, por el contrario, la mariposa está cerrada en parte, la resistencia al paso de la mezcla es considerable; ésta no entra con la rapidez que requiere el aumento de volumen en el cilindro al deslizarse el pistón y, por tanto, se crea una depresión. En el primer caso, el trabajo perdido por bombeo es mínimo, y la superficie negativa, muy reducida; en el segundo caso, el trabajo perdido es notable, y la superficie negativa, muy grande.

La posición de la mariposa del carburador influye mucho, por consiguiente, en la pérdida de trabajo por bombeo, lo cual no ocurre en los motores Diesel, por no existir en ellos esta válvula de mariposa.

En la figura 40 está señalado el punto correspondiente al encendido de la carga. Como ya hemos indicado, dicho encendido debe efectuarse antes del P.M.S., a fin de que la combustión, que necesita un cierto tiempo para realizarse, se parezca cuanto sea posible a la fase teórica, esto es, casi a volumen constante. El tiempo de encendido se establece experimentalmente hallando, por medio de pruebas, el valor correspondiente a la potencia máxima que se puede obtener sin llegar a la detonación o funcionamiento violento del motor. Por lo regular, el

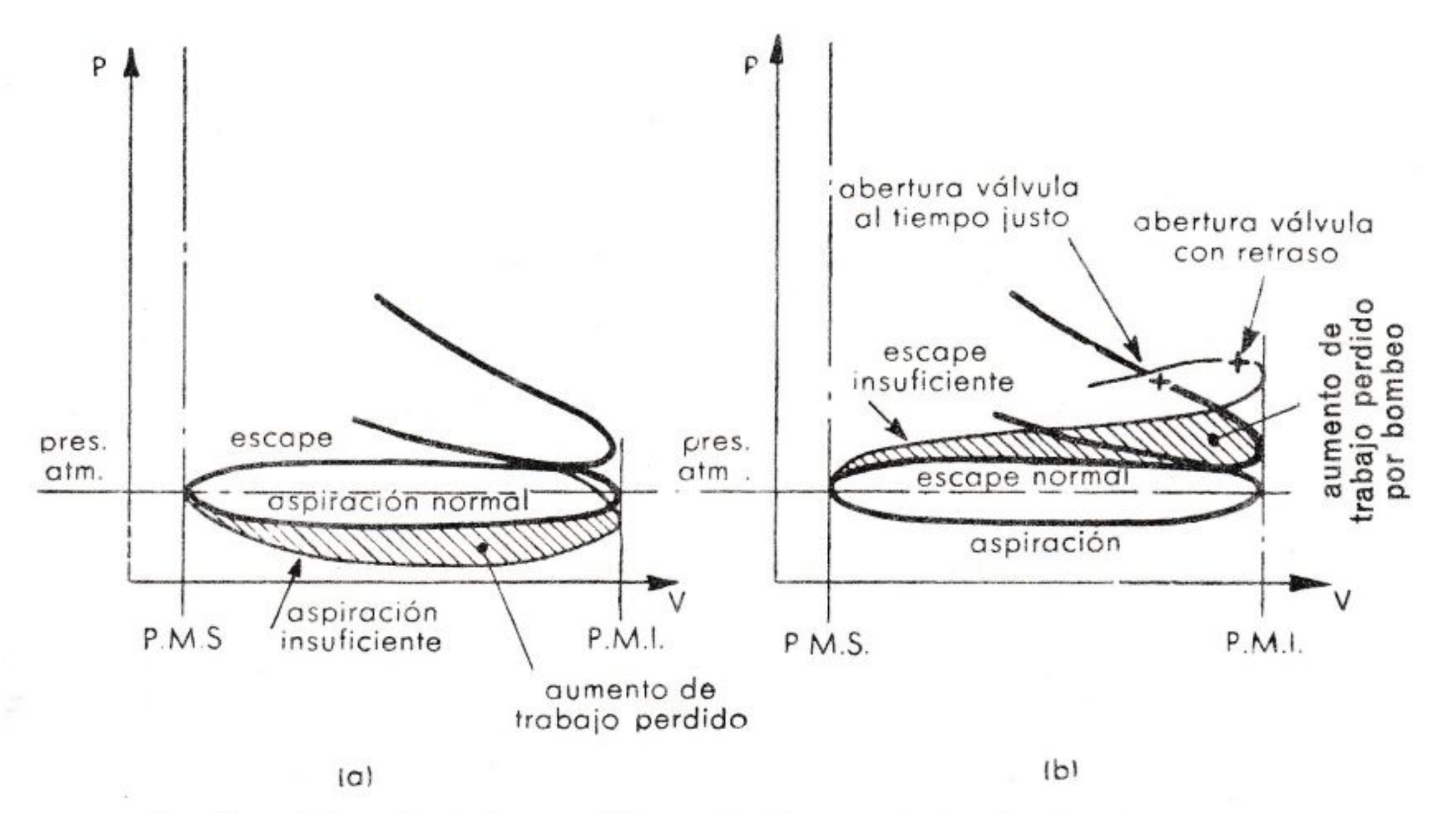


FIG. 41. — Influencia de las condiciones de abertura de la válvula sobre el ciclo indicado.

instante en que salta la chispa corresponde al punto en que la presión equivale a la mitad de la que se alcanza en el P.M.S. Si la chispa salta con retraso, casi toda la combustión se desarrolla después del P.M.S. La presión máxima se alcanza cuando el pistón se ha deslizado notablemente hacia el P.M.I. y su valor es, por tanto, más bajo que el normal. La superficie del ciclo se reduce, según se representa en la figura 40 *a*. La misma deformación del diagrama indicado se produce en el caso de una combustión lenta. Cuando, por el contrario, la chispa salta con anticipo, la combustión ocurre en gran parte antes del P.M.S., la presión máxima es superior a la normal y el ciclo aparece deformado, como puede observarse en la figura 40 *b*.

Del examen del ciclo indicado en fácil deducir también si los conductos y las válvulas de aspiración y escape están bien diseñados y son

bien proporcionados, y si los tiempos de abertura de las válvulas se han elegido debidamente.

En efecto, si los conductos de la mezcla o del aire son insuficientes y ofrecen excesiva resistencia, o bien se ha retardado el principio de la abertura de la válvula de aspiración, la presión en el cilindro durante la carrera de aspiración es inferior a la normal y, por tanto, aumenta el trabajo de bombeo como se muestra en la figura 41 *a*.

Si, por el contrario, son los conductos de escape los que ofrecen resistencia anormal al paso de los gases, o bien se atrasa el principio de abertura de la válvula de escape, la presión en el cilindro es superior a la normal durante la carrera de expulsión; por tal motivo, no sólo aumenta el trabajo de bombeo, como se representa en la figura 41 *b*, sino que resulta, además, excesiva la cantidad de gases de combustión que permanecen en el cilindro al término de la carrera y, por tanto, excesiva también la dilución de la carga fresca que se introduce durante la siguiente fase de aspiración.

Como consecuencia tendremos una disminución en el valor de la presión máxima y en los valores de las presiones en toda la fase de trabajo. Este defecto es también causa de reducción en la superficie del diagrama indicado, es decir, de una pérdida de trabajo útil.

IV. 5. Diagrama de las presiones en función del desplazamiento angular del eje para un motor de 4 tiempos

Conociendo el ciclo indicado, lo inmediato es trazar el diagrama de las presiones en el cilindro en función del desplazamiento angular de la manivela, en lugar de hacerlo en función de los volúmenes o de los movimientos alternativos del pistón, teniendo en cuenta para ello la relación cinemática que liga este último con la rotación del eje.

Este diagrama sirve, como veremos más adelante, para el cálculo de las cargas sobre cojinetes, pero anticipamos su estudio para adquirir más familiaridad con los razonamientos sobre los ciclos.

En la figura 42 está representado el diagrama relativo a un motor de 4 tiempos. Como ya sabemos, en el ciclo real las transformaciones no se verifican, según supusimos en el ciclo teórico, entre los límites representados por los puntos muertos. Por tanto, las fases del ciclo se cumplen durante desplazamientos angulares de la manivela, los cuales son distintos entre sí y difieren, a la vez, de los correspondientes a la carrera del pistón. Semejante hecho o circunstancia queda demostrado en la figura 42.

Examinemos cómo varían los valores de la presión durante el desarrollo del ciclo:

a) *Admisión.* Al comienzo de la carrera de aspiración 1,2, el interior del cilindro se encuentra a una presión ligeramente superior a la

atmosférica por no haber terminado todavía la fase de escape. Cuando el pistón se halla en el punto 2, en su carrera hacia el P.M.I., aspira cierta cantidad de aire o mezcla gaseosa a través de la válvula de aspiración, abierta oportunamente. Como ya hemos visto, durante casi toda esta fase existe una presión menor que la exterior, a causa de la resistencia que encuentra el gas en los conductos. Ello origina la llamada *depresión en la aspiración,* la cual resulta tanto más intensa cuanto mayor es la velocidad del gas, por razón de la mayor resistencia que este fluido ha de vencer a su paso por dichos conductos. Como es evidente, esta fase representa trabajo pasivo.

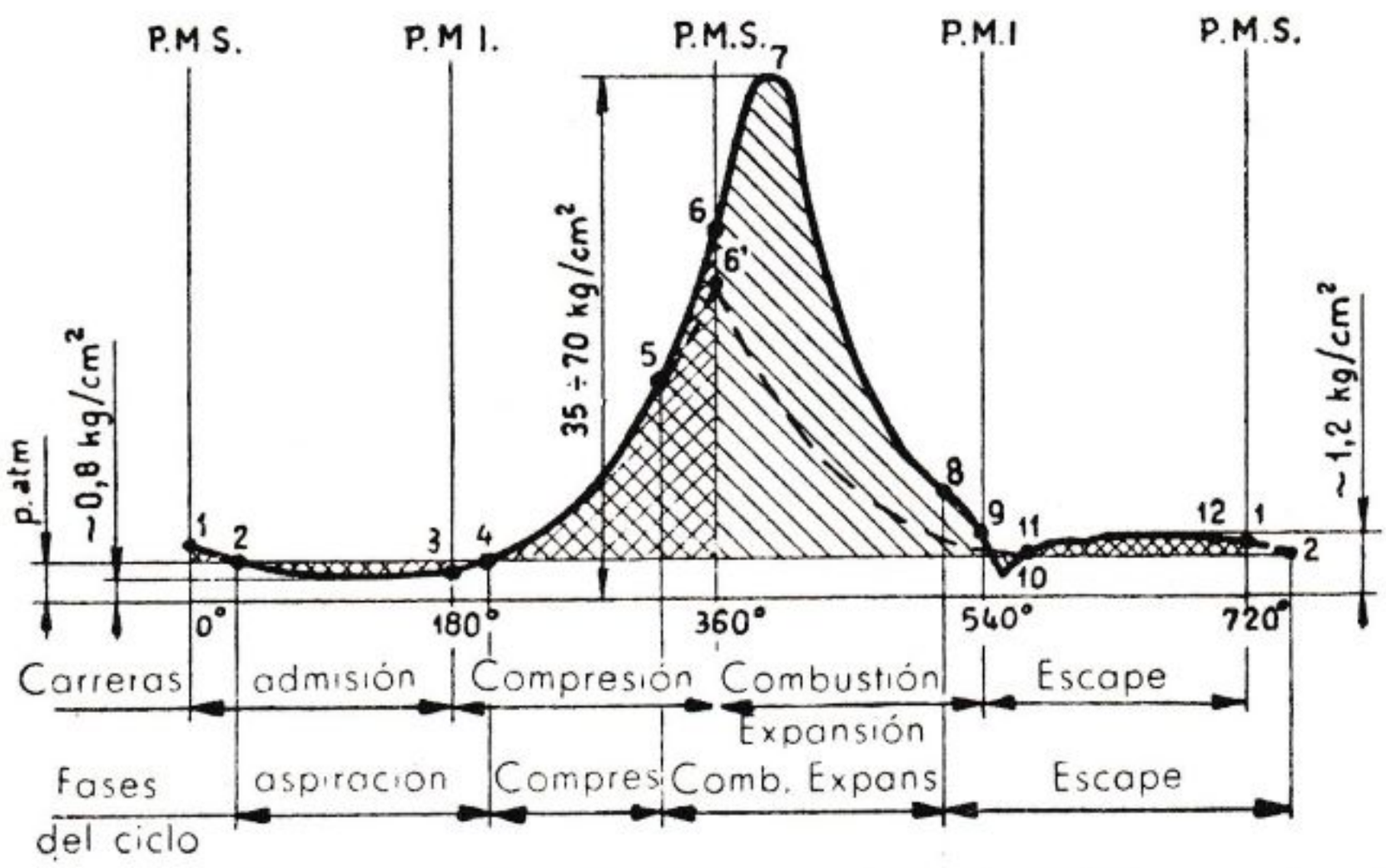


FIG. 42. — Diagrama de las presiones referidas al desplazamiento angular del eje motor.

Cuando en el punto 3 el pistón inicia su carrera de retorno, el ambiente en el cilindro se encuentra todavía en depresión; por este motivo, y a pesar del movimiento contrario del pistón, continúa la introducción del fluido hasta 4, punto donde se igualan la presión interna y la atmosférica. En este punto se debe cerrar la válvula de aspiración. Si el conducto de admisión es largo, se puede utilizar el efecto de inercia de la columna gaseosa, para continuar la admisión después del punto 4 retardando, para ello, el cierre de la válvula. En el punto 4 se inicia, pues, la verdadera compresión.

b) *Compresión.* La compresión de la carga se produce como consecuencia del movimiento del pistón en la fase 4-6. Teniendo en cuenta que la combustión requiere un cierto tiempo para realizarse, a fin de conseguir el mejor desarrollo de la fase útil (combustión y expansión) se efectúa el encendido antes del P.M.S. El punto 6′ nos da el valor máximo de la presión sin encendido.

bien proporcionados, y si los tiempos de abertura de las válvulas se han elegido debidamente.

En efecto, si los conductos de la mezcla o del aire son insuficientes y ofrecen excesiva resistencia, o bien se ha retardado el principio de la abertura de la válvula de aspiración, la presión en el cilindro durante la carrera de aspiración es inferior a la normal y, por tanto, aumenta el trabajo de bombeo como se muestra en la figura 41 *a*.

Si, por el contrario, son los conductos de escape los que ofrecen resistencia anormal al paso de los gases, o bien se atrasa el principio de abertura de la válvula de escape, la presión en el cilindro es superior a la normal durante la carrera de expulsión; por tal motivo, no sólo aumenta el trabajo de bombeo, como se representa en la figura 41 *b*, sino que resulta, además, excesiva la cantidad de gases de combustión que permanecen en el cilindro al término de la carrera y, por tanto, excesiva también la dilución de la carga fresca que se introduce durante la siguiente fase de aspiración.

Como consecuencia tendremos una disminución en el valor de la presión máxima y en los valores de las presiones en toda la fase de trabajo. Este defecto es también causa de reducción en la superficie del diagrama indicado, es decir, de una pérdida de trabajo útil.

IV. 5. Diagrama de las presiones en función del desplazamiento angular del eje para un motor de 4 tiempos

Conociendo el ciclo indicado, lo inmediato es trazar el diagrama de las presiones en el cilindro en función del desplazamiento angular de la manivela, en lugar de hacerlo en función de los volúmenes o de los movimientos alternativos del pistón, teniendo en cuenta para ello la relación cinemática que liga este último con la rotación del eje.

Este diagrama sirve, como veremos más adelante, para el cálculo de las cargas sobre cojinetes, pero anticipamos su estudio para adquirir más familiaridad con los razonamientos sobre los ciclos.

En la figura 42 está representado el diagrama relativo a un motor de 4 tiempos. Como ya sabemos, en el ciclo real las transformaciones no se verifican, según supusimos en el ciclo teórico, entre los límites representados por los puntos muertos. Por tanto, las fases del ciclo se cumplen durante desplazamientos angulares de la manivela, los cuales son distintos entre sí y difieren, a la vez, de los correspondientes a la carrera del pistón. Semejante hecho o circunstancia queda demostrado en la figura 42.

Examinemos cómo varían los valores de la presión durante el desarrollo del ciclo:

a) *Admisión.* Al comienzo de la carrera de aspiración 1,2, el interior del cilindro se encuentra a una presión ligeramente superior a la

c) *Combustión y expansión.* Con el encendido en el punto 5, un poco antes de terminar la fase de compresión se inicia la combustión, la cual origina una repentina elevación de temperatura y de presión que alcanza su valor máximo en el punto 7. La combustión finaliza cuando el pintón ha recorrido ya una parte de la carrera. Examinaremos seguidamente con más detalle el desarrollo de la combustión en los dos casos diferentes de encendido por chispa y por compresión.

Terminada la combustión, sobreviene la expansión. El volumen aumenta y la presión experimenta un rápido descenso o mengua, ocasionada también, en parte, por la transmisión de calor a las paredes del cilindro. La expansión debería prolongarse cuando fuera posible para aprovechar al máximo la fase útil, es decir, hasta la proximidad del P.M.I., pero, en la práctica, para facilitar la expulsión de los gases, se interrumpe ésta con la abertura —anticipada respecto al punto muerto inferior— de la válvula de escape en el punto 8.

d) *Escape.* Los gases, que en el momento de la abertura de la válvula de escape se encuentran a presión superior a la atmosférica, se descargan con violencia al exterior. En este primer período de la fase, que discurre casi a volumen constante *(escape espontáneo),* la presión desciende con rapidez, y en el punto 9, cuando se inicia la carrera de escape, es poco superior a la atmosférica, con tendencia a descender aún más durante la primera parte de esta carrera. Puede ocurrir, si los conductos de escape son largos, que, por efecto de la inercia de la columna gaseosa, se produzca en 10 una intensa depresión. En 11 se inicia el segundo período de la fase: el pistón expulsa los gases que ocupan todavía el cilindro. Este período transcurre con presión ligeramente sujerior a la atmosférica *(sobrepresión en el escape)* por la resistencia que han de vencer los gases al atravesar la válvula y los conductos de escape, y representa, por consiguiente, trabajo positivo. El pistón no puede, sin embargo, expulsar todos los gases, porque una parte de ellos ocupa la cámara de combustión. En 1, al final de la carrera de escape, ya presión tiene todavía un valor ligeramente superior a la atmosférica; por tal motivo se prolonga la fase hasta el punto 2. Mientras tanto ha comenzado la abertura en 12 de la válvula de admisión, de tal suerte que en 2 se encuentra ya totalmente abierta, y ofrece en este punto la sección máxima de paso para la nueva fase de aspiración. Comienza así un nuevo ciclo, que se repetirá con regularidad.

En la figura 41, la superficie rayada representa el trabajo útil, mientras que la señalada con rayado doble indica trabajo pasivo, y la línea de trazos, la marcha de la presión cuando no hay combustión.

IV. 6. Diagrama indicado en función del ángulo de la manivela para un motor de 2 tiempos

En la figura 43 se representa un diagrama indicado típico de un motor de 2 tiempos. Consideramos superfluo hacer una descripción detallada del mismo; bastará, para aclarar algunos puntos oscuros, el examen del correspondiente diagrama trazado en función del desplazamiento angular de la manivela. Ilustra este diagrama la figura 44.

Como tampoco hay, en este caso, correspondencia entre «tiempo», y «carrera», para comodidad de la exposición hemos hecho coincidir el principio de los dos tiempos con los puntos que corresponden, respectivamente, al comienzo de la fase de combustión y al inicio de la fase de barrido.

a) *Primer tiempo.* En el punto 3 se efectúa el encendido de la carga, y se desarrolla la combustión para dar origen después a la expansión. Ésta continúa hasta que el pistón, en correspondencia con el punto 5, abre las lumbreras de escape *(A* de la figura 7). Como la presión en el cilindro es todavía elevada, la fase de escape comienza de modo espontáneo. Inmediatamente después, es decir, cuando la presión se ha reducido a un valor igual aproximadamente al de la que reina en el conducto de alimentación *(C* de la figura 7), se abre en 1 la lumbrera de admisión, y el aire, o la mezcla, empujada por la presión existente en el cárter u originada por un compresor, entran en el cilindro.

b) *Segundo tiemjo.* En este punto comienza la fase llamada *de barrido,* la cual se desarrolla pasando por el P.M.I., y, por encontrarse abiertas las lumbreras de escape y de admisión, se verifica simultáneamente el escape de gases y la introducción de la nueva carga. Los gases frescos expulsan a los gases de combustión para ocupar su puesto.

Si la compresión de la nueva carga se realiza en el cárter, la presión en el cilindro continúa disminuyendo durante el barrido, porque el cilindro está en comunicación con la atmósfera y la presión de alimentación va decreciendo gradualmente. Cuando, por el contrario, la presión de la nueva carga es producida por un compresor, la presión permanece constante tanto en el conducto de admisión como en el cilindro. En algunos casos, con tubos de escape más bien largos, la inercia de la columna de gases de escape produce una succión de gas fresco en el período final de la fase. Por esta razón, cuando en 2′ se cierra la lumbrera de admisión y prácticamente cesa la introducción de gas fresco, puede continuar el escape, con pérdida de gas que es imposible reemplazar. Más adelante veremos cómo en los motores Diesel lentos se elimina este inconveniente adoptando las llamadas **válvulas de barrido,** dispuestas en el conducto de admisión. La presión del cilindro se mantiene casi constante hasta que en el punto 2″ se cierra

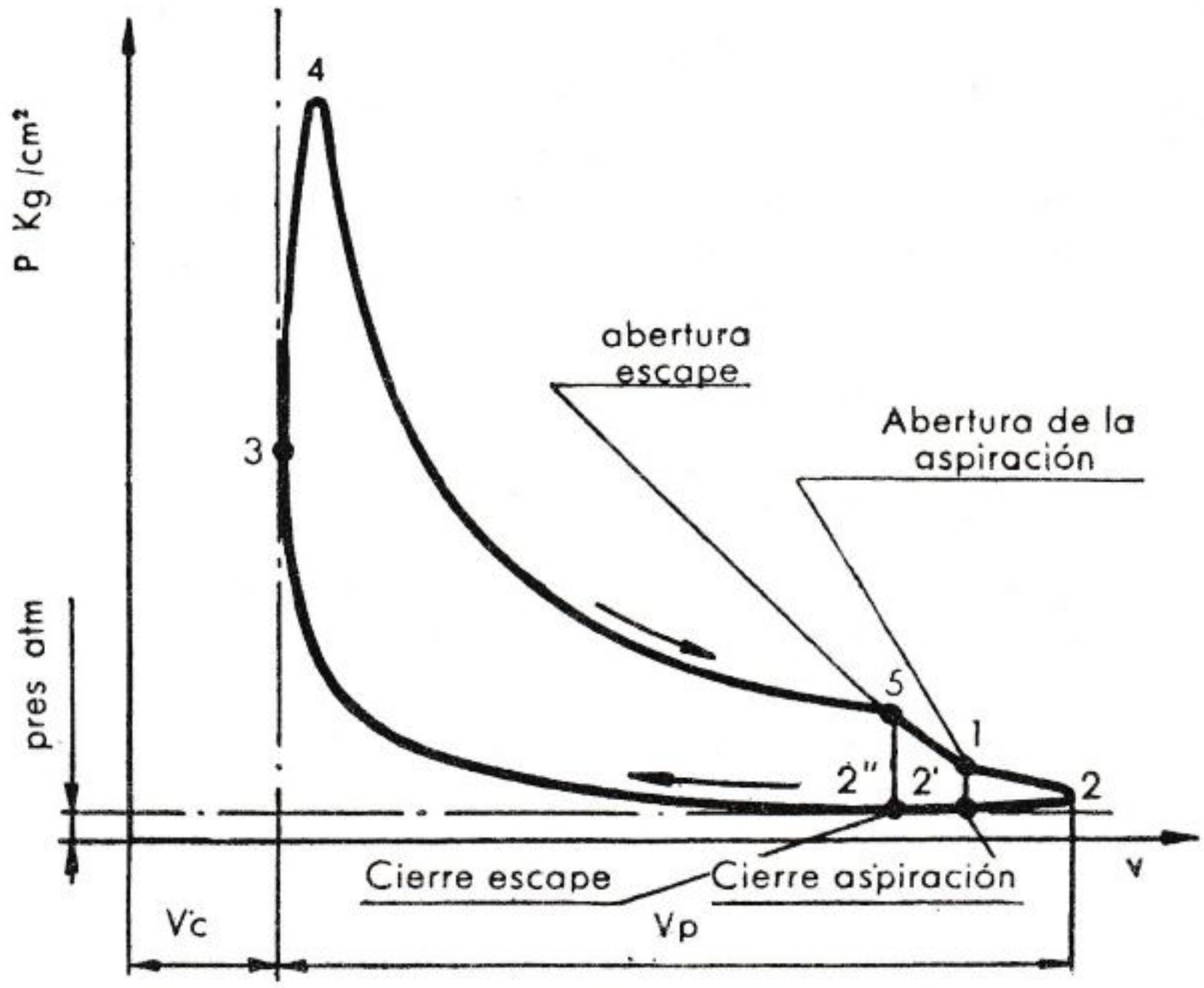


FIG. 43. — Ciclo indicado de motores de 2 tiempos.

también la lumbrera de escape para dar comienzo a la fase de compresión. En el caso en que el fluido fresco se comprime en el cárter, el pistón, antes de alcanzar el punto muerto superior, descubre las lumbreras de entrada en el mismo (*B* de la figura 7) y el fluido entra requerido por la depresión que se produce durante la carrera ascendente

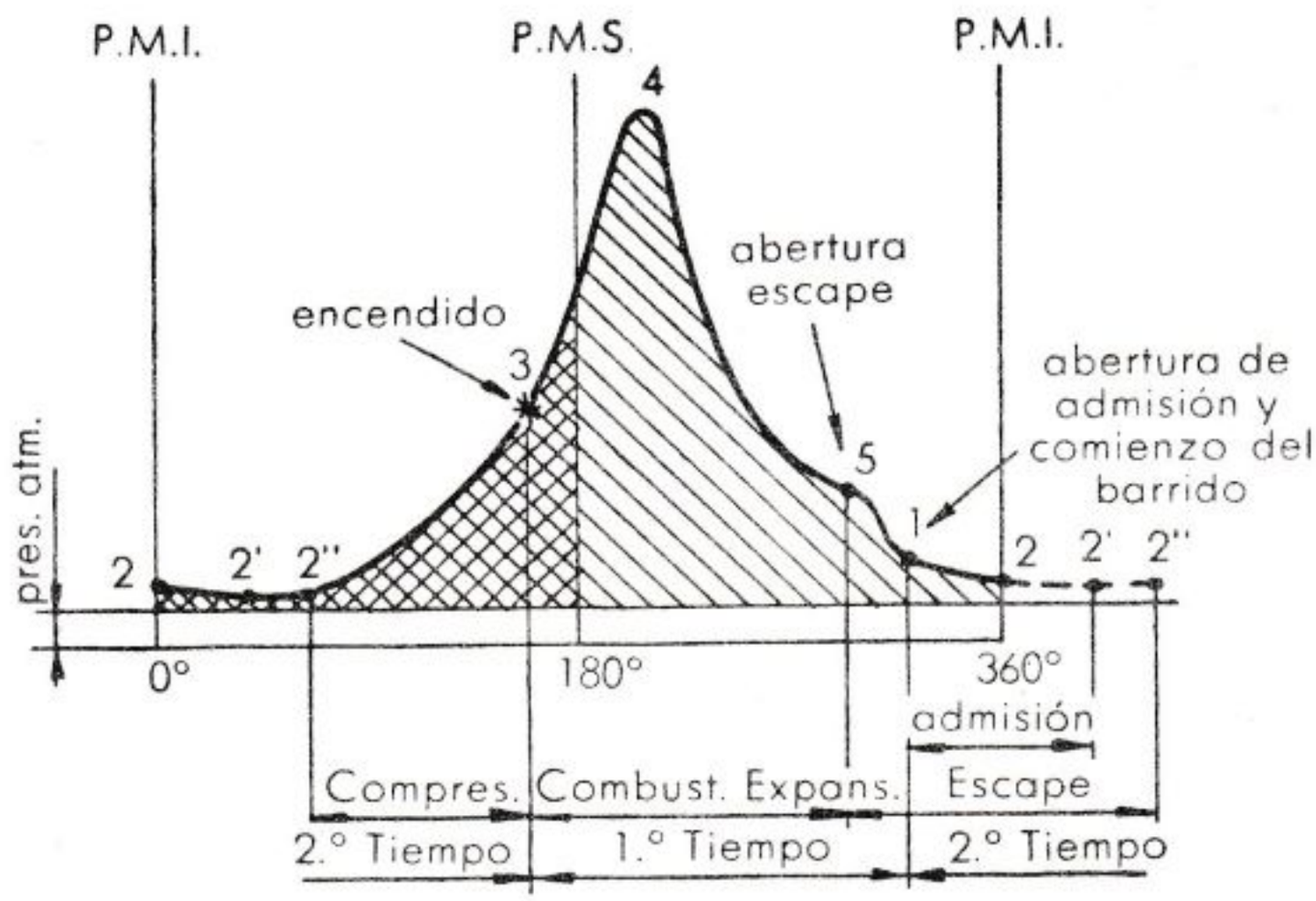


FIG. 44. — Diagrama de las presiones en el motor de 2 tiempos.

del pistón. El fluido es comprimido en el cárter en el curso de la primera fase de la carrera siguiente.

En la figura 44, el área rayada con simple trazo representa trabajo útil, y la señalada con doble raya, trabajo pasivo. Hacemos observar que aquí no aparece, como en el caso del motor de 4 tiempos, el trabajo de aspiración, porque éste forma parte del trabajo gastado para la compresión del fluido en el cárter o para el funcionamiento del compresor.

IV. 7. Ciclo indicado previsto

Es necesario conocer bien el ciclo, no sólo para comprobar si el funcionamiento térmico es correcto, sino también para determinar el valor de las fuerzas que actúan sobre los órganos del motor. Cuando en fase de proyecto hay que establecer las dimensiones de los órganos del motor, se procede al cálculo de las solicitaciones partiendo de un ciclo previsto. Éste puede trazarse por similitud con ciclos de motores parangonables con aquél en estudio, pero también se obtiene de un modo sencillo y rápido, además de con una aproximación suficiente, empleando el siguiente método, que exponemos a título de ejemplo y recomendamos como aplicable al caso de los motores de 4 tiempos y de EB (fig. 45).

Conociendo el diámetro, la carrera y la relación de compresión ρ, calculamos el volumen de la cámara de compresión, V_c, y el de la cilindrada unitaria, V_p, cuyos valores V_c y $V_c + V_p$ llevamos como abscisas a un diagrama cartesiano. En correspondencia con dichas abscisas llevamos como ordenadas las respectivas presiones registradas al final de cada una de las fases. En la práctica, para el ciclo Otto se fijan sus valores, con discreta aproximación, como sigue:

p_1 = presión al final de la aspiración = $0{,}9 \div 1$ kg/cm²;

p_2 = presión al término de la compresión = $p_1\ \rho^{nc}$;

p_3 = presión máxima al fin de la combustión = $7\ \rho - 2$;

p_4 = presión de cese de expansión = $\dfrac{p_3}{\rho^{ne}}$;

en donde:

n_c = exponente de la politrópica de compresión;

n_e = exponente de la politrópica de expansión.

Ambas politrópicas se trazan según la *construcción de Brauer*. A guisa de ejemplo para mostrar cómo se establece la curva de compresión, se traza la recta OR formando un ángulo α cualquiera con

el eje de las abscisas, y después, la recta OB describiendo un ángulo β con el de las ordenadas de forma que

$$\operatorname{tg} \beta = (1 + \operatorname{tg} \alpha)^n - 1,$$

en la cual, $n = n_c$; o bien, $n = n_e$.

Se proyecta el punto 1 (p_2) sobre dos ejes cartesianos; luego, desde los puntos C_1 y D_1' se trazan dos rectas de 45° de abertura con los ejes, y desde los puntos C'_o y D_o, otras dos normales a dichos ejes; la intersección de las mismas nos da el punto 2 de la politrópica. Repitiendo la construcción para el punto 2, se obtiene el punto 3, y así sucesivamente. De manera análoga se procede para la curva de expansión.

Teniendo presente cuanto llevamos explicado acerca de la diferencia que hay entre el ciclo ideal y el ciclo indicado, no será difícil de comprender por qué en la figura aparecen redondeados los diversos trazos finales de las fases.

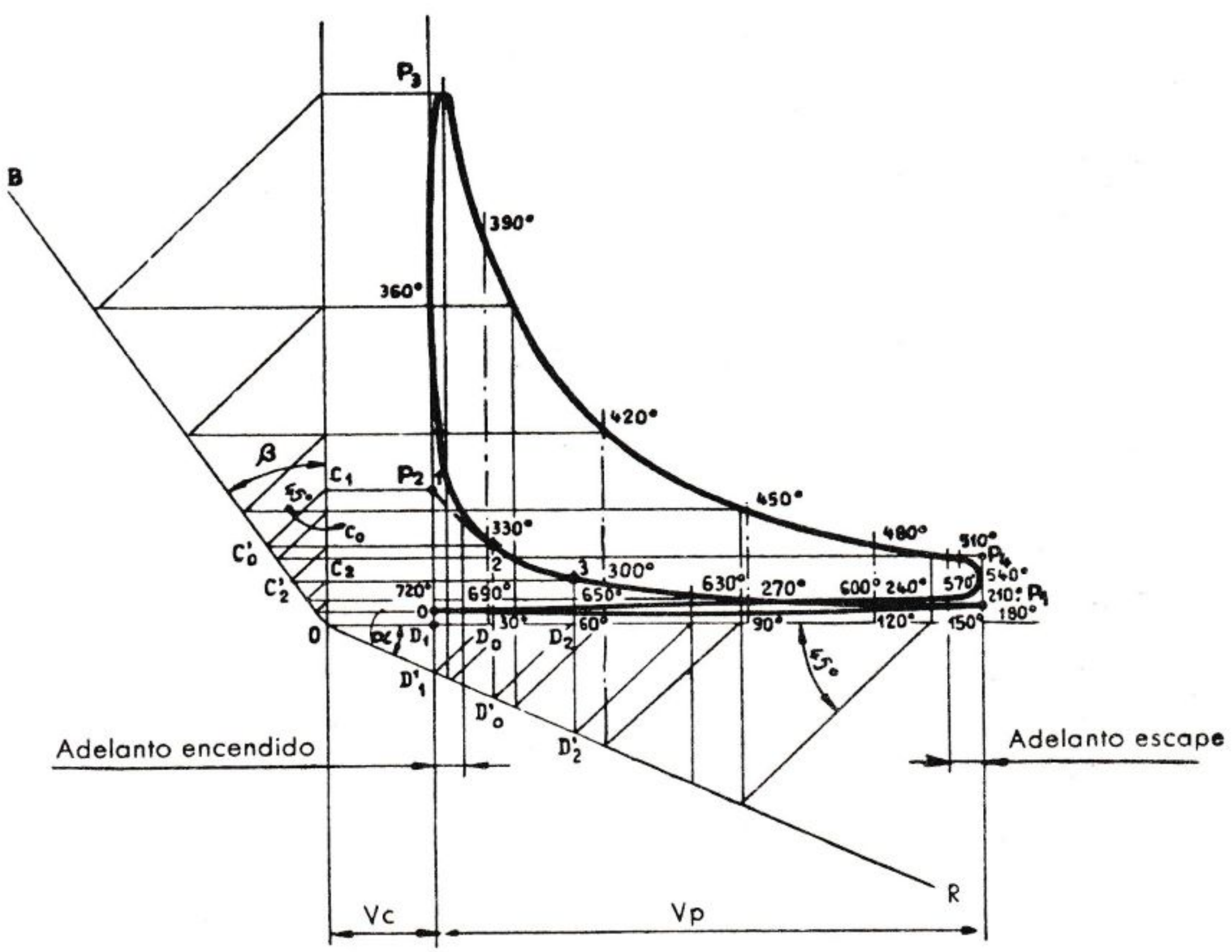


FIG. 45. — Construcción de un ciclo indicado para motor de 4 tiempos.

En dicha ilustración están indicados para cada punto los ángulos correspondientes de la manivela.

Para simplificar, el valor de p_1 se hace igual a 1 kg/cm² para todos los ciclos y todas las aplicaciones. La expresión de p_4, anteriormente indicada, es también válida en todos los casos. Para el ciclo Diesel no existen expresiones empíricas que den valores de p_2 y p_3 próximos a los calculados según las normas y fórmulas de la Termodinámica.

En los motores para instalaciones fijas y marinas, teniendo en cuenta el limitado campo de variación de la relación de compresión y la escasa importancia que dicha variación tiene respecto al elevado valor de esta relación, generalmente no se traza el ciclo indicado previsto para cada motor, pero se parte de un ciclo tipo, normalizado, derivado de los obtenidos en motores existentes por medio del indicador.

Del ciclo indicado previsto, así obtenido, se deducen los esfuerzos producidos por el gas sobre el perno del pistón, multiplicando los valores de las presiones por la superficie del mismo pistón.

En la tabla siguiente se dan, a título informativo, los datos medios de las presiones y de la relación de compresión para ambos ciclos y sus distintas aplicaciones:

TABLA II

Presiones: kg/cm²	Motores para aviación		Motores para autotracción			Motores fijos y marinos	
Final de aspiración $p_1 = 1$.	Otto	Diesel	Otto	Otto (a gas)	Diesel	Otto (a gas)	Diesel
Final de compresión p_2 ...	8-12	30-60	8,5-13	12-14	35-45	10-18	30-40
Máxima de combustión p_3.	30-60	55-100	38-52	40-50	55-70	20-40	60-70
Final de expansión p_4	4,5-5,5	3,5	4-5	4-5	3	3-4	2,5-3,5
Relación de compresión ...	5,5-7,5	12-20	7-10	7-10	12-22	6-10	12-14

CAPÍTULO V

COMBUSTIBLES

V. 1. Generalidades

Los combustibles para los motores endotérmicos pueden clasificarse en **sólidos, gaseosos** y **líquidos.**

Los *combustibles sólidos* no tienen aplicación práctica, porque las tentativas hechas para introducirlos pulverizados en los motores han puesto en evidencia graves inconvenientes funcionales, tales como el desgaste y la corrosión de los cilindros y el agarrotamiento de las válvulas a causa de las cenizas que no pueden ser totalmente eliminadas.

Los combustibles sólidos son, por tanto, transformados en combustibles gaseosos dentro de adecuados aparatos generadores llamados *gasógenos*. Pueden ser sometidos a este tratamiento la leña, el carbón vegetal, el coque de turba, el de lignito y el de carbón fósil o antracita. También se usan sucedáneos formados por leña y sus residuos, los cuales se pulverizan y comprimen previamente en brinquetas tratadas al calor con alquitrán vegetal y luego endurecidas.

Los *combustibles gaseosos* pueden ser naturales, o bien obtenidos de la gasificación de los combustibles sólidos. Todos ellos tienen un bajo poder calorífico. Presentan el inconveniente de requerir el empleo de fuertes depósitos para contenerlos, así como de gasógenos para producirlos. El volumen y el peso de tales receptáculos y máquinas limitan el uso de los mismos en el sector automovilístico; sin embargo, en situaciones especiales, por deficiencia de combustibles líquidos o por razones económicas, puede resultar conveniente su empleo.

Los combustibles gaseosos pueden ser clasificados en dos categorías: **gases líquidos** y **gases permanentes.**

Los *gases líquidos* son una mezcla de hidrocarburos parafínicos —propano, butano, etc.— u olefínicos —propileno, butileno, isobutileno—, que a temperatura normal pueden ser licuados a una presión relativamente baja ($\div$ 8 kg/cm^2). Sometidos a presión atmosférica, se hallan en estado de gas. Para los usos automovilísticos se guardan en recipientes construidos de acero o de material fabricado con aleaciones ligeras.

Los *gases permanentes* de escaso empleo en la autotracción son el metano natural o artificial, el gas de coque —esencialmente formado de

hidrógeno y metano— y el gas de alumbrado, los cuales suelen almacenarse en bombonas de acero especial, a una presión aproximada de 200 kg/cm^2.

El metano es, con gran ventaja, el más difundido. Dificultades de producción industrial, así como otros inconvenientes de índole diversa, impiden por ahora el uso del metano líquido. El bajo poder calorífico del gas de coque y de alumbrado (3.000-5.000 Ca/m^3) limita su campo de utilización a casos excepcionales.

Los combustibles líquidos son la fuente de energía principal para los motores entodérmicos. Entre los más empleados se llevan la palma los derivados del petróleo. Algunas veces, cuando no se dispone de petróleo crudo, se recurre a combustibles similares obtenidos del carbón por procedimientos especiales, pero su coste resulta evidentemente mucho más elevado.

Los principales tipos de combustibles líquidos puestos a la venta en el comercio son los hidrocarburos obtenidos de la refinación del petróleo crudo, además del benzol y los alcoholes.

Los **hidrocarburos** se clasifican en dos grandes categorías, a saber:

a) Carburantes, y

b) Petróleos,

los cuales se distinguen esencialmente entre sí por su volatilidad, es decir, por su aptitud para evaporarse y, de consiguiente, por su capacidad de mezclarse homogéneamente con el aire. Los carburantes son usados sobre todo en los motores de encendido por chispa, y los petróleos, en los motores de encendido por compresión. Entre los carburantes está incluida la **gasolina.** Los petróleos comprenderán los aceites medios y pesados, que proceden de la destilación del petróleo mineral crudo o del alquitrán, los cuales se llaman, respectivamente, **gasoil** y **petróleo pesado** (petróleo de motores).

El **keroseno** o **petróleo refinado** se considera producto intermedio entre los carburantes y los petróleos.

El **benzol** y los **alcoholes** pueden ser incluidos en la gama de los carburantes.

El *benzol* es un subproducto del carbón, obtenido de la transformación de éste en coque y su principal componente es el benceno (C_6H_6). Tiene un buen poder antidetonante, pero un poder calorífico inferior al de la gasolina. Se emplea cuando y donde escasea este carburante y abunda el carbón fósil.

Los *alcoholes* tienen una composición similar a la de los hidrocarburos, pero contienen en sus moléculas átomos de oxígeno. Tienen buen poder antidetonante, pero escaso poder calorífico. En casos especiales se usa mezclado con la gasolina, sobre todo el **alcohol metílico** o **metanol** (CH_3—OH) y el **alcohol etílico** o **etanol** (C_2H_5—OH).

V. 2. Los componentes de los combustibles derivados del petróleo

El petróleo crudo es la mezcla de un gran número de hidrocarburos, a saber, de compuestos de carbono y de hidrógeno con un módico tanto por ciento de azufre, oxígeno y nitrógeno; contiene también algunas impurezas, como agua y arena.

Los **hidrocarburos** se diferencian unos de otros por el número y, sobre todo, por la disposición de los átomos en las moléculas y se clasifican, por consiguiente, en grandes familias de acuerdo con su estructura molecular. La gran variedad de estructuras moleculares de los

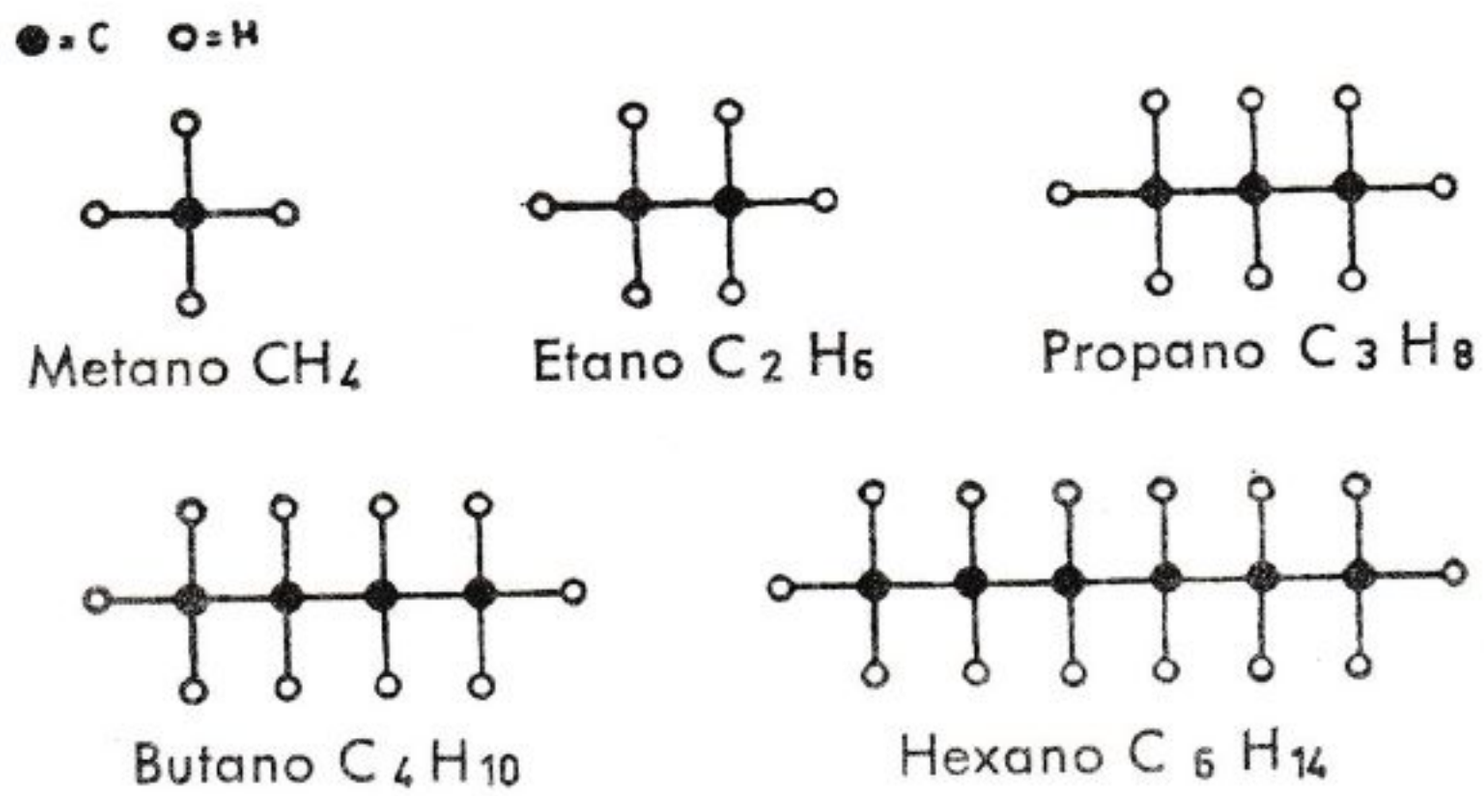


FIG. 46. — Serie parafínica (C_nH_{2n+2}).

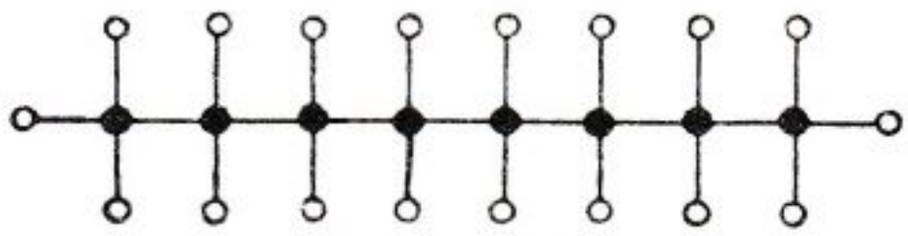
hidrocarburos es debida al hecho que los átomos de carbono tienen la propiedad de poderse unir entre sí por simple, doble o triple enlace. Se describen a continuación sucintamente las familias o series principales de ellos.

1) *Serie parafínica o alifática (C_nH_{2n+2}).* La estructura molecular de los hidrocarburos normales es de **cadena simple.** La valencia de cada átomo de carbono está completamente satisfecha por medio de enlaces simples con otros átomos de carbono y átomos de hidrógeno (figura 46). Por ello, las parafinas se llaman también **hidrocarburos saturados** y son muy estables.

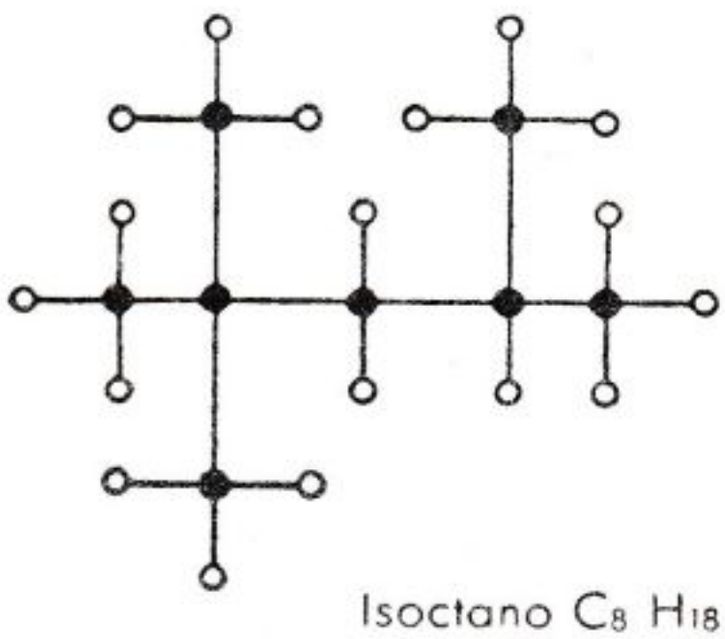
Cuando la estructura es **ramificada,** como en el caso del **isoctano** (figura 47), isómero del octano, y del isobutano, isómero del butano, los hidrocarburos de esta serie toman el nombre de **isoparafinas.** Las isoparafinas tienen un buen poder antidetonante mejor que el de las parafinas.

2) *Serie olefínica* (C_nH_{2n}). Las olefinas son similares a las parafinas pero **no están saturadas,** porque contienen átomos de carbono unidos por un doble enlace; por ello son menos estables. Su estructura es de cadena simple con dobles enlaces (fig. 48).

3) *Serie nafténica* (C_nH_{2n}). La estructura molecular de esta familia es de **cadena cerrada** o cíclica (fig. 49). Los hidrocarburos de esta serie son saturados y tienden a la estabilidad.

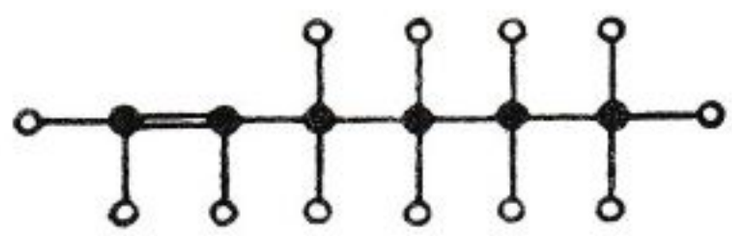


Octano C_8H_{18}



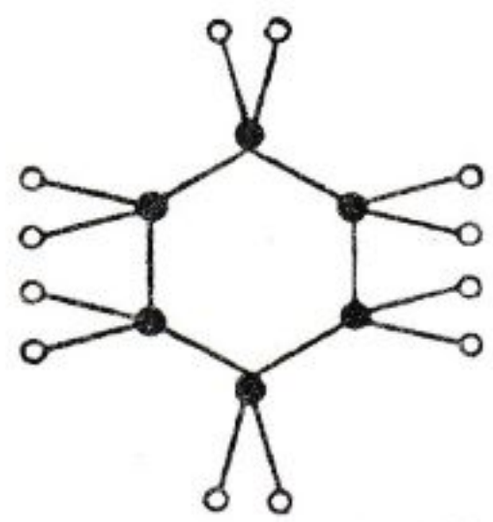
Isoctano C_8H_{18}

FIG. 47.



Hexeno C_6H_{12}

FIG. 48. — Serie olefínica (C_nH_{2n}).



Ciclo-hexano C_6H_{12}

FIG. 49. — Serie nafténica (C_nH_{2n}).

4) *Serie aromática* (C_nH_{2n-6}). Su estructura molecular es de **cadena cerrada.** Los hidrocarburos aromáticos **no son saturados,** pero resultan más estables que los hidrocarburos de las otras series no saturadas.

Los combustibles que a temperatura y presión ordinarias son **gaseosos,** están constituidos de hidrocarburos de la serie parafínica y olefínica de estructura simple (metano CH_4, etileno C_2H_4).

La **gasolina** está formada de hidrocarburos de todas las series, pero con peso monecular no elevado y, según la proporción de las diversas series, varían sus propiedades motorísticas.

Procedentes de moléculas de peso molecular creciente tenemos el **petróleo para motores,** el **gasoil,** el **petróleo pesado.** Su peso específico es mayor y la volatilidad disminuye.

La composición del petróleo crudo varía según la localidad de extracción; por ejemplo, los petróleos crudos rusos de los yacimientos de Bakú y los americanos de Tejas son ricos en hidrocarburos nafténicos; los de Pensilvania, en parafínicos, mientras que los rumanos o de Borneo tienen un elevado tanto por ciento de aromáticos.

V. 3. Poder antidetonante de los carburantes. Número de octano

Cuando un motor de EB funciona en condiciones particularmente duras, es decir, con carga elevada y excesivo anticipo al encendido, o con una relación aire-combustible no adecuada al régimen y a temperatura demasiado alta, puede originarse el fenómeno llamado **picado.**

Este picado es la consecuencia de una combustión anormal que tiene carácter detonante, depende las características del combustible y se produce tanto más fácilmente cuanto mayor es la relación de compresión del motor.

Cuando el combustible tiene aptitudes para soportar sin detonación elevadas compresiones, se dice que está dotado de un elevado poder antidetonante. La calidad de un carburante depende esencialmente del valor de su poder antidetonante, cuya medida está dada por el llamado **número de octano (N.O.)**. El valor del N.O. de un carburante se obtiene comparándolo con combustibles de referencia constituidos por mezclas de isoctano y eptano o bien isoctano y tetraetilo de plomo.

Al isoctano C_8H_{18} de la serie isoparafínica, que tiene óptima cualidad antidetonante, se le asigna convencionalmente el N.O. 100, y al eptano C_7H_{16} de la serie parafínica, que posee cualidades antidetonantes muy bajas, el N.O. cero. Mezclando los dos combustibles en diversas proporciones, se obtienen mezclas con todos los N.O. posibles entre 0 y 100.

La determinación del N.O. de un carburante se hace por medio de motores construidos en serie según prescripciones de pruebas normalizadas ([1]). Estos motores son monocilíndricos especiales, que permiten variar la relación de compresión durante el funcionamiento. Por la Cooperative Fuel Research Commitee (Comité Corporativo para investigación de combustibles) han sido normalizados motores para pruebas y el motor se distingue por la sigla C. F. R. de esta Comisión. Para la prueba están prescritos los datos de funcionamiento: número de revoluciones, temperatura de la mezcla, adelanto al encendido, etc., mientras que la relación de compresión se aumenta hasta que el combustible empieza a detonar. La detonación es anunciada por el movimiento de una varilla apoyada sobre una membrana que comunica con el interior del cilindro. La intensidad de la detonación se mide con un sistema eléctrico sensible a los movimientos de la varilla. En sucesivas pruebas se determina la mezcla de isoctano y eptano que para un mismo valor de la relación de compresión tenga la misma intensidad de la detonación que el combustible en ensayo. El tanto por ciento de isoctano en esta mezcla representa el número de octano del combustible. Así, por ejemplo, un combustible que posee la misma intensidad de detonación que una mezcla compuesta de 80 % en volumen de isoctano y 20 % de eptano, tiene un número de octano de 80.

([1]) Para la medida véase parag. XXXV. 7.

Por consiguiente, el **número de octano** es el tanto por ciento en volumen del isoctano contenido en la mezcla eptano-isoctano que, en el motor de prueba, detona hacia el mismo valor de la relación de compresión hacia el cual lo efectúa el carburante en ensayo. El isoctano y el eptano se designan también con el nombre de *combustible de referencia* primarios. Algunas veces se usan como combustibles de referencia otros carburantes menos costosos y más estables, que se llaman secundarios.

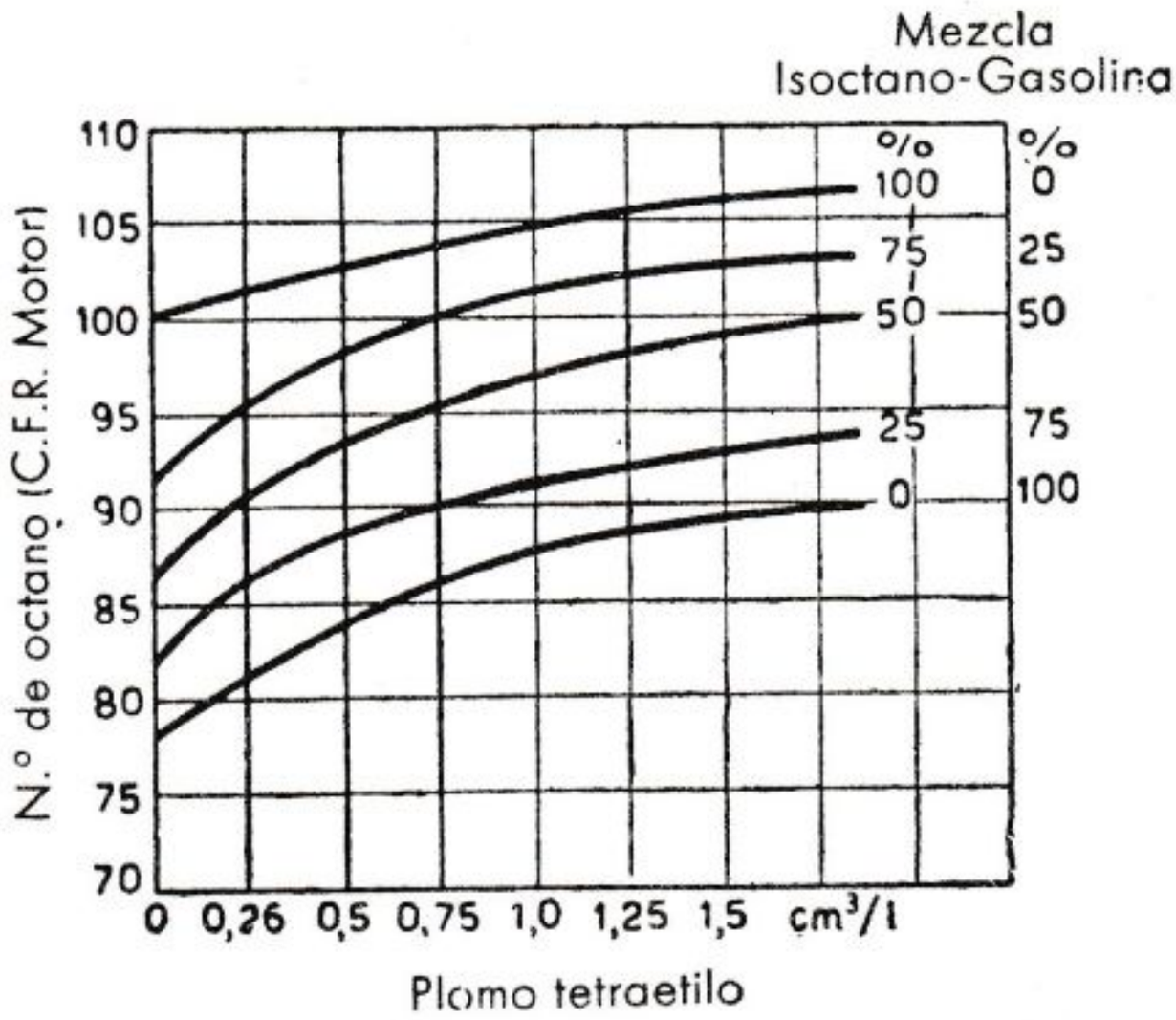


FIG. 50. — Poder antidetonante de la mezcla isoctano-gasolina.

Cuanto más elevado es el N.O de un combustible, tanto mayor en su capacidad de resistir a la detonación y más alta puede ser la relación de compresión del motor. Como la potencia y el consumo específico dependen de la relación de compresión, puede afirmarse que esta importante característica del motor depende también del N.O. del combustible.

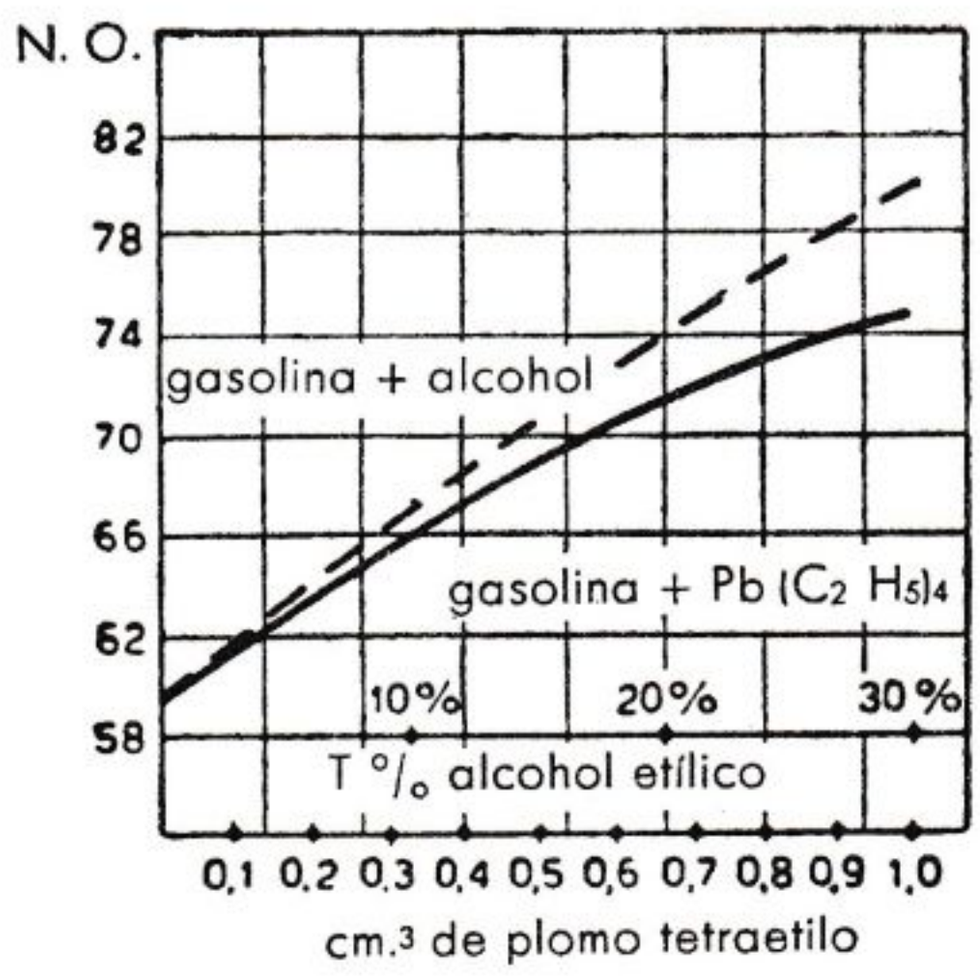


FIG. 51. — Poder antidetonante del alcohol.

Un combustible puede comportarse de diversas maneras en el cotejo de la detonación sobre motores diversos y en diferentes condiciones de funcionamiento; por ello, la medida del poder antidetonante se hace también sobre motores en varias escalas o directamente sobre los autovehículos.

El N.O. determinado con pruebas sobre autovehículos se denomina número de **octano en carretera**. Los métodos usados para esta determinación son numerosos, pero siempre se basan en la comparación con carburante de referencia.

Hay que hacer observar que cada unidad de aumento en el N.O. produce un efecto antidetonante mayor cuando dicho N.O. es elevado

que cuando es bajo; así, por ejemplo, un aumento de 90 a 91 causa un efecto mayor que no un aumento de 30 a 31.

El N.O. de un combustible es variable al cambiar su composición química. La resistencia a la detonación está favorecida por una estructura compleja de la molécula (de cadena cerrada, de cadena ramificada, con dobles enlaces, etc.) y disminuye al crecer la longitud de la cadena. La máxima resistencia a la detonación entre los hidrocarburos es, por tanto, la de los aromáticos, mientras disminuye sucesivamente para los nafténicos, los olefínicos y los parafínicos. Se comprende, pues, que pueden existir valores del N.O. mayores de 100 y otros menores de 0, es decir, negativos: el primer caso se verifica, por ejemplo, para el benzol, el toluol y el metano; el segundo, para el octano normal, que, por tener la misma fórmula del isoctano (C_8H_{18}), presenta una estructura de cadena abierta y, por consiguiente, un N.O. no sólo muy inferior al del isoctano (100), sino, desde luego, negativo (—20).

V. 4. Aditivos antidetonantes

El N.O. de los carburantes puede ser elevado con la mezcla, en pequeñas porciones, de terminadas sustancias antidetonantes. Las más empleadas para este fin son las siguientes:

Plomo tetraetilo (TEL) ..... $Pb(C_2H_5)_4$, designado también $Pb\,Et_4$;
Plomo tetrametilo (TML) ... $Pb(CH_3)_4$.

Antiguamente se usaban además:

Hierro pentacarbolino ..... $Fe(CO)_5$;
Níquel tetracarbonilo ..... $Ni(CO)_4$;
Anilina ..... $C_6H_5NH_2$.

Todos estos antidetonantes son líquidos en las condiciones ordinarias.

El **plomo tetraetilo** es el más eficaz de los que en la actualidad se usan, pero si su tanto por ciento rebasa en la gasolina determinados valores, origina los siguientes inconvenientes:

a) Formación de depósitos de óxido de plomo, que actúan corrosivamente sobre las paredes del cilindro, del pistón y, en particular, sobre puntos muy sometidos a calentamiento (válvulas, asiento de éstas, electrodos de la bujía).

b) Toxicidad de los vapores del combustible.

El primer inconveniente se remedia mezclando el $PbEt_4$ con cloruros o bien con *dibromuro de etilo* ($Br_2C_2H_4$), que en la combustión se

combina con el óxido de plomo para formar bromuro de plomo, que es volátil y se expulsa por el escape. Esta mezcla, de aspecto colorado, se designa con el nombre de **fluido etilo** (Ethyl Fluid); el respectivo tanto por ciento en volumen de los componentes se calcula, por lo regular, en la siguiente proporción:

Plomo tetraetilo	60 %
Dibromuro de etilo	39 %
Colorante	1 %

A pesar de esta medida, no se consigue eliminar el peligro de corrosión; entonces se limita la cantidad máxima de fluido en el carburante con objeto de preservar los órganos del motor. Cantidades de 0,2 a 0,6 por ciento en volumen no son muy dañosas; para valores superiores (máximo 1 %) hay que tomar ciertas medidas constructivas, en especial para las válvulas.

La figura 52 muestra el aumento del N.O. de un carburante en función de la cantidad de plomo tetraetilo; como puede observarse, no conviene superar 1 cm^3/l, puesto que, en concentraciones mayores, el N.O. sólo experimenta un ligero aumento.

El N.O. con valores superiores a 100 se determina por comparación con el isoctano, y crece aún más su resistencia a la detonación mediante la mezcla de $PbEt_4$; el N.O. se fija tomando como base el tanto por ciento de $PbEt_4$. Para los N.O. negativos se produce análogamente, es decir, haciendo todavía más detonante el eptano añadiéndole combustibles muy poco resistentes a la detonación.

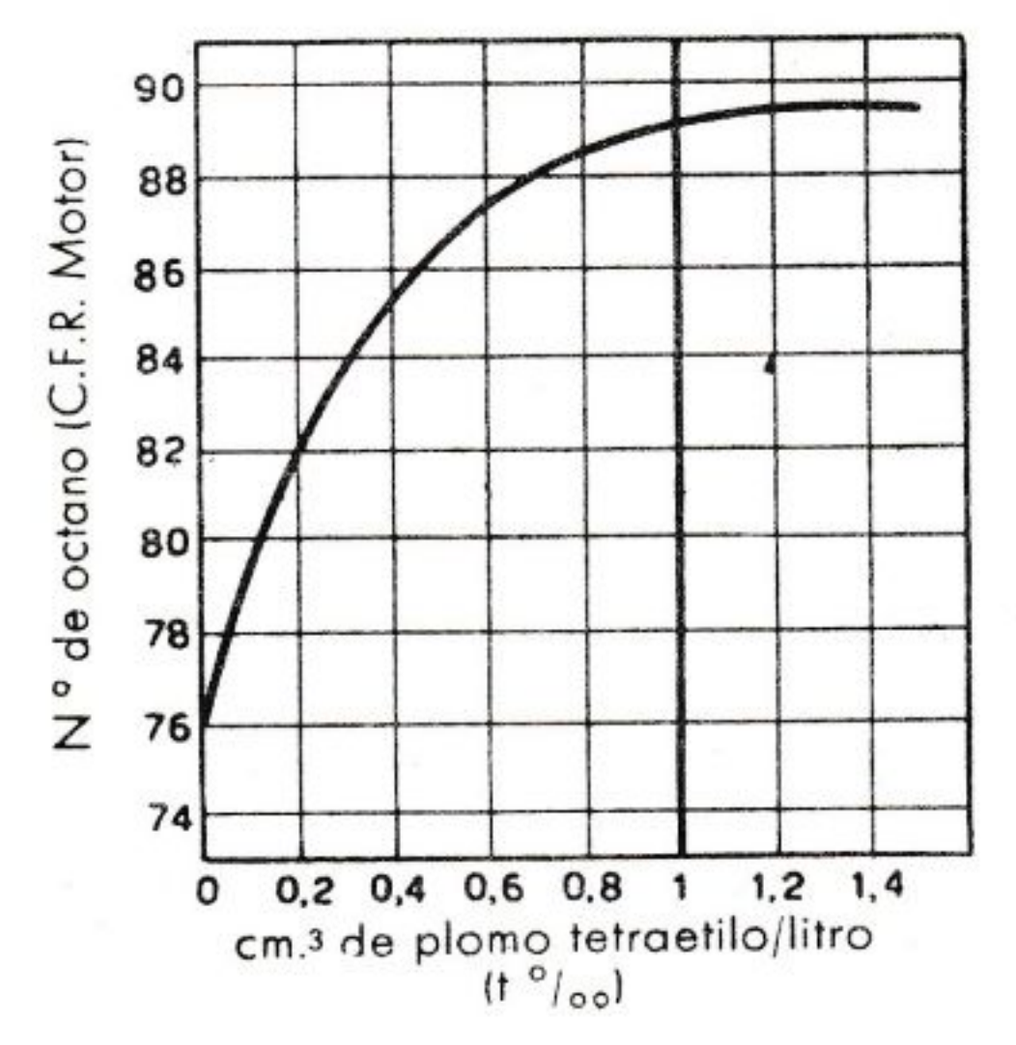


FIG. 52. — Poder antidetonante del plomo-tetraetilo.

V. 5. Facilidad de ignición de los petróleos. Número de cetano

En el motor de encendido por compresión, desde el momento en que el combustible se inyecta en la cámara de combustión hasta aquel en que se verifica el encendido transcurre un corto período de tiempo llamado **retraso al encendido.**

Cuanto mayor es el retraso al encendido, tanto mayor resulta la cantidad de combustible que acumula en la cámara de combustión antes de que ésta comience; por ello, se desarrolla de un modo repentino y en tal medida, que causa un gradiente de presión tan fuerte, que produce un golpe. Es decir, en el caso del motor Diesel se verifica también un efecto similar al causado por la detonación en el motor de encendido por chispa.

Un petróleo es tanto mejor cuanto menor es el retraso al encendido que produce en el motor; en este caso, se dice que el petróleo tiene una buena *facilidad de ignición.* Se evidencia la importancia de esta característica con sólo tener en cuenta que el retraso del encendido influye sobre el arranque, sobre el régimen del motor y sobre los humos en el escape.

TABLA III

Factores que influyen sobre la detonación en los motores Diesel y Otto

La detonación aumenta ↓

en el motor Diesel:	*en el motor Otto:*
con baja compresión	con alta compresión
con estrangulación del aire de aspiración	con sobrealimentación
con cargas bajas	con cargas altas
con el aumento del número de revoluciones	con la disminución del número de revoluciones
con el descenso de la temperatura del aire aspirado, del agua de refrigeración y de la culata	con el aumento de la temperatura del aire aspirado, del agua de refrigeción y de la culata
con hidrocarburos de cadena cerrada (aromáticos, nafténicos, etc.)	con hidrocarburos de cadena abierta (parafínicos, olefínicos, etc.)
con la mezcla, en el combustible, de tetraetilo de plomo, carbonilo de hierro, etc.	con la mezcla, en el combustible, de nitrato de amilo, acetaldehído, nitrito de etilo, etc.
en el motor Otto:	*en el motor Diesel:*

↑ *La detonación disminuye*

La facilidad de ignición es función de muchas características del combustible, tales como el punto de encendido, la viscosidad, el calor específico, etc., y varía al cambiar la composición química.

Como quiera que los petróleos de motores han de poseer las características que no deben tener las gasolinas (tabla III), se comprende claramente que los de mejor comportamiento serán los parafínicos, y después, en el siguiente orden, los olefínicos, los naftérnicos y los aromáticos.

Para valorar el grado de ignición de un determinado combustible, se hace la comparación directa, con un combustible de referencia, sobre un motor tipo de prueba. La medida de la facilidad de ignición viene dada generalmente con el **número de cetano (N.C.).** El cetano ($C_{16}H_{35}$) es un hidrocarburo parafínico con óptima facilidad de ignición al que le ha sido asignado por convención el N.C. 100. Al mismo se le mezcla el alfametilnaftaleno (C..H..), hidrocarburo de escasa facilidad de ignición, al cual le asignan un N.C. igual a cero.

El procedimiento para la determinación del N.C. es similar al que se emplea para determinar el N.O. También en este caso se usan motores monocilíndricos y se siguen unas ciertas normas. Para variar la temperatura del aire en el motor, se varía la presión final de compresión actuando sobre la relación de compresión, o bien sobre la cantidad de aire aspirado, estrangulando el conducto de admisión.

Cuanto más baja es la relación de compresión o, a igualdad de la misma, cuanto mayor es la depresión en el conducto a la cual el combustible entra en ignición, tanto más elevado es su N.C.

El gasoil normal tiene un N.C. comprendido entre 40 y 70. Para petróleos pesados el N.C. no implica importancia práctica, como veremos más adelante, puesto que estos petróleos se emplean en motores lentos cuyo retraso al encendido no origina inconvenientes sensibles.

En ausencia del equipo necesario para la determinación del número de cetano se suele fijar el llamado **índice Diesel (I.D.),** que es na función empírica de la densidad del combustible y de su punto de anilina:

$$\text{I.D.} = \frac{d_{API}\ P_A}{100}$$

La densidad d_{API} del gasoil está expresada en grados API (American Petrolem Institute) y es una magnitud dimensional; su valor es dado por la relación

$$d_{API} = \frac{141{,}5}{d} - 131{,}5$$

en la cual, d es la densidad —relación entre el peso de un cierto volumen de gasoil y el peso de igual volumen de agua— del gasoil medida a la temperatura de 60° F (15,5° C). El punto de anilina P_A es la temperatura más baja, medida en grados F, a la cual un cierto volumen de gasoil es completamente miscible con un volumen igual de anilina y constituye un índice del contenido en compuestos parafínicos (grado de parafinidad) del gasoil en ensayo.

V. 6. Volatilidad, tensión de vapor y calor de vaporización

Los diversos hidrocarburos puros tienen distinta temperatura de vaporización. Los combustibles en uso, por ser una mezcla de hidrocarburos, evaporarán parcialmente a varias temperaturas. Para definir su modo de comportarse desde el punto de vista de la **volatilidad,** se obtiene la **curva de destilación,** que representa la ley según la cual varía el tanto por ciento de combustible que evapora al aumentar la temperatura. El método normal para medir la volatilidad es el normalizado por la American Society for Testing Materials (A.S.T.M.). La curva de destilación caracteriza cada tipo de combustible líquido.

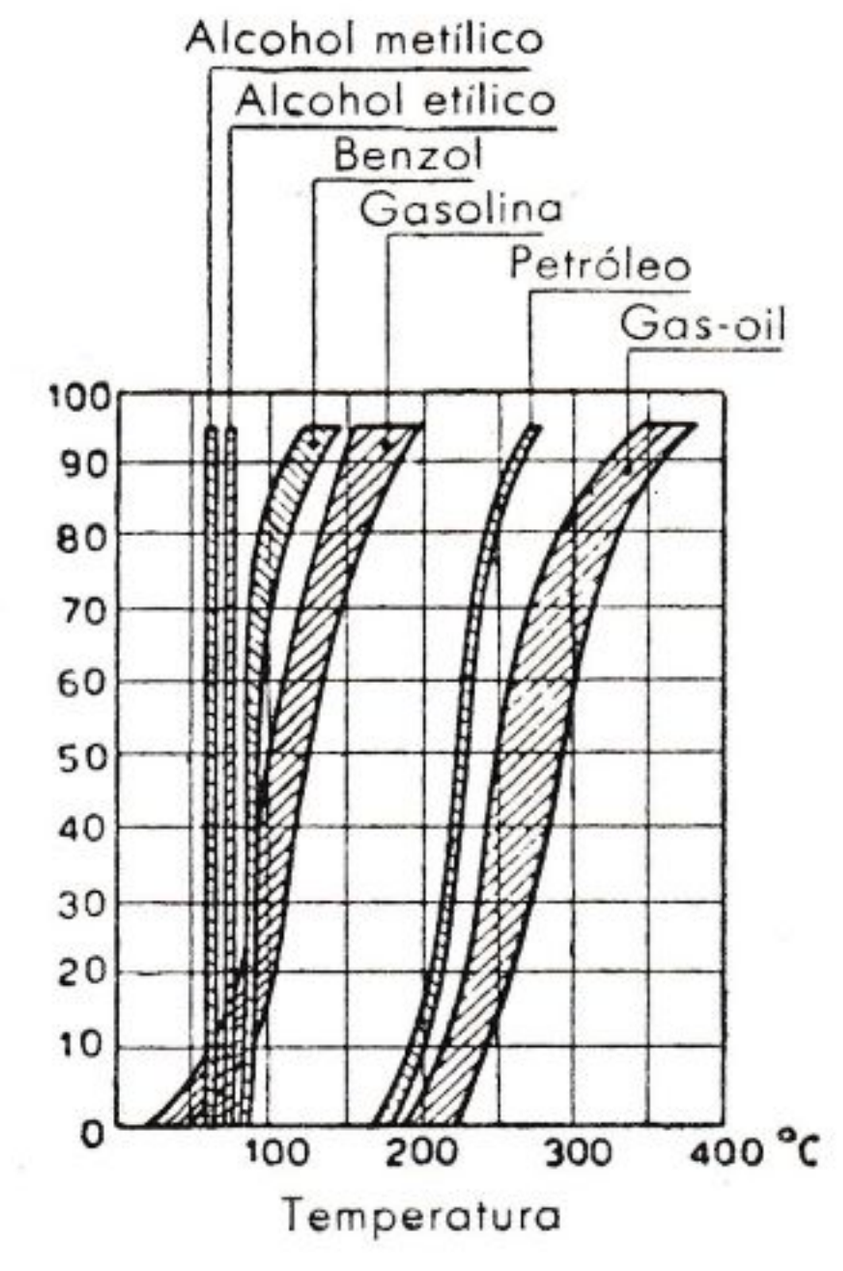


FIG. 53. — Curvas de destilación.

La figura 53 muestra los intervalos de destilación de la gasolina, del gasoil y del petróleo. Las curvas de destilación de los alcoholes resultan rectas, porque éstos son compuestos puros que evaporan a una temperatura bien definida.

La volatilidad es una propiedad importante de la cual depende el comportamiento del motor en el arranque y en el acelerado. De la curva de volatilidad se originan también algunos inconvenientes funcionales, como son la formación de vapor en el circuito del combustible y la dilución del lubricante.

Arranque. Para facilitar el arranque es conveniente que parte de la gasolina evapore a temperatura ambiente, es decir, que el trozo de la curva de destilación relativo al porcentaje vaporizado entre 0 % y el 10 % se verifique a una temperatura relativamente baja. Además, para conseguir las mejores condiciones para el período de calentamiento después que el motor ha sido puesto en marcha, son convenientes temperaturas de destilación más bien bajas en toda la curva.

Aceleración y distribución de la mezcla. Una buena vaporización a baja temperatura favorece la distribución del combustible entre los cilindros y permite una aceleración mejor, porque se reduce la cantidad de partículas líquidas en el conducto de aspiración.

Formación de burbujas de vapor. Si las temperaturas de destilación son demasiado bajas, la gasolina tiende a formar, en los conductos que

la llevan al carburador y en el carburador mismo, burbujas de vapor que pueden interrumpir el flujo. Desde este punto de vista, sería de desear tener temperaturas de vaporización más bien altas, pero esto se opone a las exigencias para el arranque y la aceleración.

Las gasolinas que soportan bien las condiciones causantes de la formación de burbujas de vapor son especialmente aptas para los motores que han de funcionar a cotas elevadas, donde el punto de ebullición es más bajo.

Dilución del aceite del cárter. Hay que evitar que se acumule combustible líquido en el cilindro, porque arrastra el aceite de las paredes o lo diluye con perjuicio de la lubricación. El combustible líquido puede

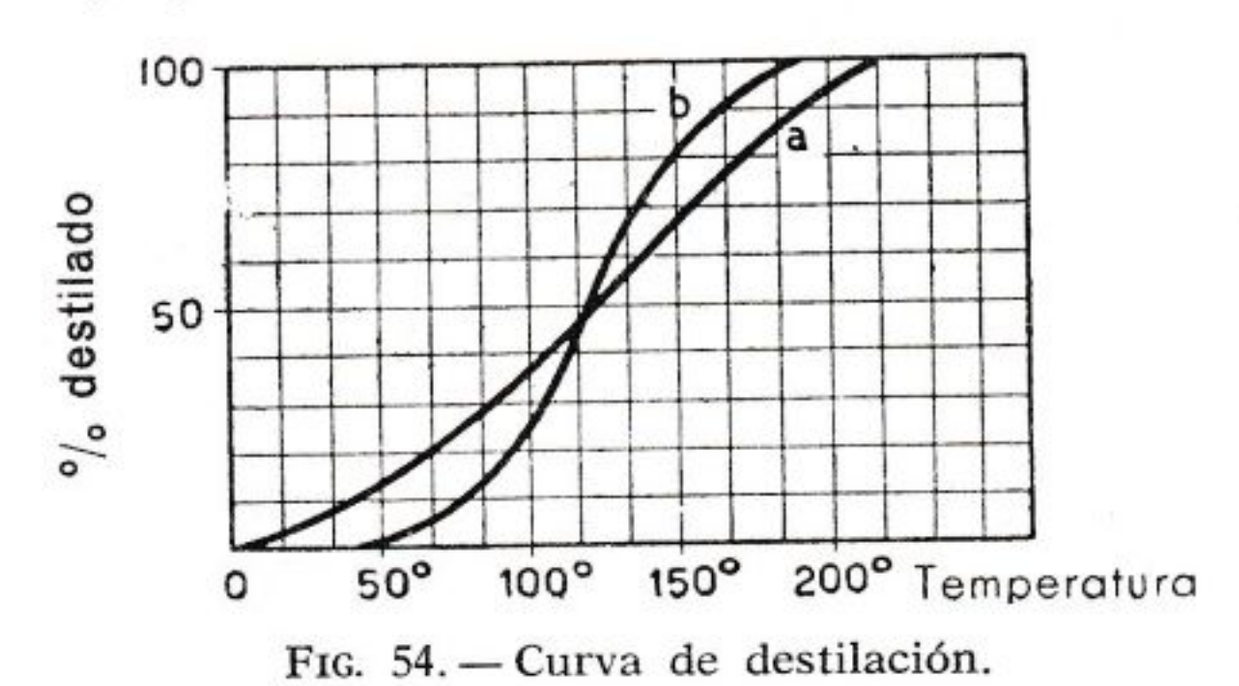


FIG. 54. — Curva de destilación.

también pasar al cárter y diluir el lubricante en tal medida que causará posteriores daños, puesto que la dilución del aceite reduce su capacidad para soportar cargas entre las superficies en rozamiento.

Para evitar este inconveniente, la parte superior de la curva de destilación debería desarrollarse a temperatura suficientemente baja, con objeto de asegurar así la vaporización de todo el combustible que entra en el cilindro.

Para cumplir las varias exigencias de la gasolina en el comercio es necesario que dentro de los 100° C evapore, por lo menos, el 30 %, y para los combustibles de aviación, el 50 %. Durante el verano, a causa de la elevada temperatura ambiente, las refinerías reducen la volatilidad de la gasolina y, en cambio, la aumentan durante el invierno, a fin de faciliar el arranque.

En la figura 54 se han trazado las curvas de destilación de dos tipos diferentes de gasolina. La correspondiente a la curva *b*, aunque tiene temperatura final de destilación inferior a la de la curva *a*, es menos rica en elementos volátiles a baja temperatura y no resulta, por consiguiente, tan buena para los efectos de arranque y la aceleración, pero es mejor en lo que respecta a la dilución del aceite.

Para los petróleos, la curva de destilación tiene evidentemente menor importancia que para las gasolinas. Para el gasoil se fija, por lo general, el tanto por ciento correspondiente a dos temperaturas próximas al final

de destilación, la temperatura final y el residuo (< 5 %), con objeto de evitar la presencia de hidrocarburos pesados y viscosos, que podrían provocar incrustaciones dañosas. En cuanto al petróleo pesado, la curva de destilación ni siquiera se considera en la práctica.

Para definir la característica de volatilidad de un carburante, además de la curva de destilación, se usa también la *tensión de vapor* (medida con el aparato especial dibujado en la figura 55), que convencionalmente se refiere a la temperatura de 37,8° C = 100° F (tensión de vapor Reid). Éste es un punto de referencia para prevenir que, en el sistema de alimentación, se formen burbujas de vapor, las cuales no sólo son perjudiciales de sí, sino que pueden también interrumpir el flujo del combustible. El límite superior de la tensión de vapor para los carburantes de aviación se ha fijado en 0,5 kg/cm² a 37,8° C; el correspondiente a los carburantes para automóvil, en 0,70 (verano) y 0,85 (invierno). Para el petróleo, tampoco hay que conceder importancia a la tensión de vapor.

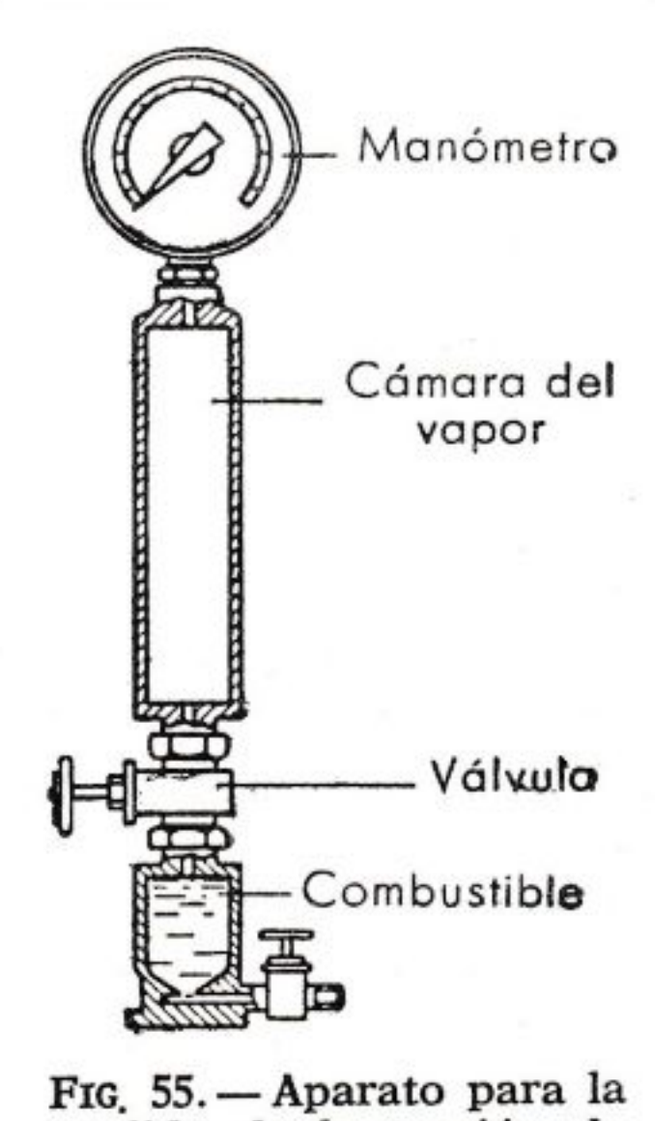


FIG. 55. — Aparato para la medida de la tensión de vapor de Reid.

Otra característica de los carburantes es el **calor latente de vaporización.** El descenso de temperatura que experimenta una mezcla aire-gasolina por efecto de la vaporización es, aproximadamente, de 20°. El calor de vaporización de los alcoholes es muy superior al de las gasolinas; el descenso de temperatura provocado en la formación de la mezcla aire-alcohol, teniendo en cuenta que la cantidad de aire es menor, resulta, aproximadamente, de 85° C para el alcohol etílico, y de 125° C para el metílico. Un elevado calor de vaporización dificulta el arranque y la marcha en frío, mientras que en caliente favorece un eficaz rendimiento volumétrico.

V. 7. Peso específico y poder calorífico

El **peso específico,** que fue muy empleado antiguamente para definir la propiedad motorística de un combustible, ha perdido en la actualidad casi toda su importancia. Comercialmente se emplea para discriminar los diversos tipos de combustibles y permite calcular los datos de volumen y de peso y, por consiguiente, la tonalidad térmica que, como es sabido, se expresa en kilocalorías por litro de mezcla (Ca/l). No es, por tanto, lícito deducir del peso específico de combustibles de diversa categoría un juicio sobre las otras características, como, por ejemplo, sobre la volatilidad o sobre el N.O. Así, una gasolina pesada puede serlo por-

que contiene compuestos aromáticos, y, a pesar de ello, resultar muy buena en lo que concierne a volatilidad y poder antidetonante. Sin embargo, se tiende a fijar los límites superior e inferior del peso específico, a fin de no tener que efectuar modificaciones o sustituciones en los órganos que regulan la alimentación, los cuales, dimensionalmente, están ligados al volumen y no al peso del carburante. Variando el peso específico, cambia también el consumo, ya que éste es metido, por lo general, en volúmenes (litros por 100 km, en el caso de los automóviles).

Para el peso específico de los carburantes, los límites máximos generalmente admitidos son 0,705-0,770 kg/dm^3. El peso específico del gasoil oscila entre 0,840 y 0,890, mientras que el del petróleo refinado es intermedio. Para los petróleos pesados usados en los Diesel marinos e instalaciones fijas, el peso específico es superior a 0,890 kg/dm^3.

Poder calorífico. Se entiende por tal el contenido de energía del combustible, el cual varía en relación a las cantidades de hidrógeno y de carbono. Cuanto mayor es la cantidad de hidrógeno, tanto más elevado resulta el poder calorífico, puesto que el correspondiente al hidrógeno es de 28.700 Ca/kg, mientras que el del carbono es tan sólo de 8.140 Ca/kg.

Entre los productos de la combustión se encuentra el agua y, según que ésta se halle en el estado líquido o de vapor, variará el valor del poder calorífico del combustible. Se tiene, por tanto, dos poderes caloríficos.

El **poder calorífico superior** es la cantidad de calor en kilocalorías producidas por un kilogramo de combustible quemado en exceso de aire cuando los productos de la combustión son enfriados hasta el punto de que resulte condensado el vapor de agua que ellos contienen.

El **poder calorífico inferior** es la cantidad de calor en kilocalorías producidas por un kilogramo de combustible quemado en exceso de aire cuando los productos de la combustión son enfriados hasta el punto de la ebullición del agua, sin que el vapor contenido en ellos resulte condensado.

Para los efectos de la utilización en el motor, interesa principalmente el poder calorífico inferior, por cuanto el vapor de agua, como ya hemos dicho, no se condensa debido a la elevada temperatura a la cual es expulsado el fluido activo.

Teniendo en cuenta las dificultades para la determinación directa del poder calorífico inferior, conviene experimentalmente el poder calorífico superior (bomba de Mahler) y, por medio del cálculo, obtener el inferior. Por supuesto, la diferencia entre los dos valores viene dada por el calor de condensación del vapor de agua que se halla contenido en los productos de la combustión y no es, por tanto, difícil de calcular. Así por ejemplo, suponiendo que se conoce experimentalmente el poder calorífico superior H_s, para una mexcla carburante formada por gasolina,

alcohol etílico, alcohol metílico y benzol el poder calorífico inferior H_i está dado con bastante exactitud por la siguiente relación:

$$H_i = H_s - (780\ b + 700\ a + 675\ a' + 415\ c)\ \text{Ca/kg};$$

donde:

b = proporción en volumen de la gasolina contenida en el combustible.
a = proporción en volumen de alcohol etílico contenido en el combustible.
a' = proporción en volumen de alcohol metílico contenido en el combustible.
c = proporción en volumen de benzol contenido en el combustible.

Para el gasoil (petróleo ligero) es:

$$H_i = H_s - 730\ \text{Ca/kg}.$$

El poder calorífico puede referirse tanto a la unidad de peso (Ca/kg) como a la unidad de volumen (Ca/1 para los combustibles líquidos, y Ca/m³. para los gaseosos). A mayor poder calorífico corresponde menor consumo de combustible en peso o en volumen, con tal que el motor no funcione en régimen de detonación en ningún caso.

A menor poder calorífico corresponde menor cantidad de aire para la combustión; este dato esclarece el hecho de que ni difiere mucho entre sí las diversas tonalidades térmicas. Los distintos combustibles líquidos permiten desarrollar, por tanto, casi la misma potencia en igualdad de todas las demás condiciones. Es, no obstante, necesario tener presente que los consumos están, por el contrario, en relación con el poder calorífico y crecen, por tanto, el pasar, por ejemplo, de la gasolina al alcohol o a mezclas alcohólicas.

V. 8. Otras características

En los combustibles pueden existir impurezas que dificulten el funcionamiento del motor o limiten la conservación de los mismos combustibles; es necesario, por consiguiente, garantizar entre ciertos límites su seguridad. Con este propósito se limita el **contenido en azufre,** la **acidez** y el **tanto por ciento de sustancias resinosas** llamadas **gomas.**

El **contenido en azufre** y la **acidez tienden** a originar compuestos corrosivos que pueden atacar las diversas partes del motor; por ello se establecen prescripciones para impedir que el azufre y la acidez rebasen ciertos límites.

Las **gomas** tienden a formar depósitos en los conductos de aspiración, en los aros del pistón y en otras partes del motor; por ello, las especificaciones sobre la gasolina establecen límites en el contenido de gomas **(gomas actuales)** y sobre la tendencia a constituir depósitos gomosos durante el almacenamiento **(gomas potenciales).**

Los componentes que originan gomas son, por lo general, hidrocarburos no saturados (olefínicos); la determinación de su tanto por ciento se efectúa

mediante pruebas químicas *(número de bromo);* con sustancias especiales *(inhibidores)* se pueden reducir los efectos, que son particularmente dañosos para los combustibles en almacenamiento.

En los petróleos es necesario, además limitar las sustancias incrustantes (*residuos carbonosos,* índice de Conradson) y abrasivos (*cenizas*) que pueden causar daños sobre todo en la delicada bomba de inyección. Para evitar accidentes durante el almacenamiento se fija siempre la temperatura de inflamabilidad (*punto de inflamación,* en vaso cerrado Pensky Martens).

Otra importante característica de los petróleos es su comportamiento a bajas temperaturas, el cual viene expresado por el *punto de congelación* (o de enturbamiento), o bien por el *punto de escurrimiento* y por *pruebas de filtrabilidad.* El primero corresponde a la temperatura a que parte de la mezcla comienza a cristalizar o a separarse de la solución sometida a enfriamiento; el segundo es la temperatura más baja a que la mezcla empieza a escurrir después de haber sido sometida a temperatura inferior. Entre estos dos puntos existe un intervalo de 3° C. El comportamiento es tanto mejor cuanto más bajos son dichos valores.

La prueba de **filtrabilidad** consiste en medir el tiempo que un volumen dado de petróleo tarda en fluir, a través de un determinado aparato filtrante, bajo una presión y una temperatura prefijadas. La prueba sirve para indicar el grado de separación de la parafina, que a temperatura más bien baja se puede depositar sobre los filtros y obstruirlos, circunstancia que no es revelada por las otras características.

Para el gasoil es especialmente importante el contenido de azufre porque causa la corrosión de los cilindros y las válvulas. El porcentaje de azufre no debe ser superior al 1,2 %.

Otras peculiaridades típicas secundarias pueden ser el color, indicación del origen del crudo, tanto por ciento de los hidrocarburos componentes y el proceso de elaboración.

Para un buen carburante de aviación, que debe asegurar una gran homogeneidad y protegerla contra las bajas temperaturas correspondientes a las cotas de vuelo, se establece un valor inferior a —50°C para el punto de congelación. Análogo ha de ser el comportamiento de los petróleos y de las mezclas alcohólicas carburantes para vehículos durante el período invernal, si bien los valores del punto de congelación son, para éstos, más elevados (—20°).

Un elemento interesante para los carburantes alcohólicos es la higroscopicidad; estos combustibles pueden enriquecerse de agua hasta un determinado límite, pasado el cual, el líquido se vuelve turbio por separarse en forma acuosa el alcohol que contiene, y el combustible resulta inútil. Por esta razón, el título de alcohol destinado a mezclas carburantes no ha de ser inferior a 98 %.

V. 9. Producción comercial de combustible

A) **Gasolina y petróleo procedentes del petróleo bruto.** En la figura 56 está esquematizado el tratamiento del petróleo bruto. Sus diversos compo-

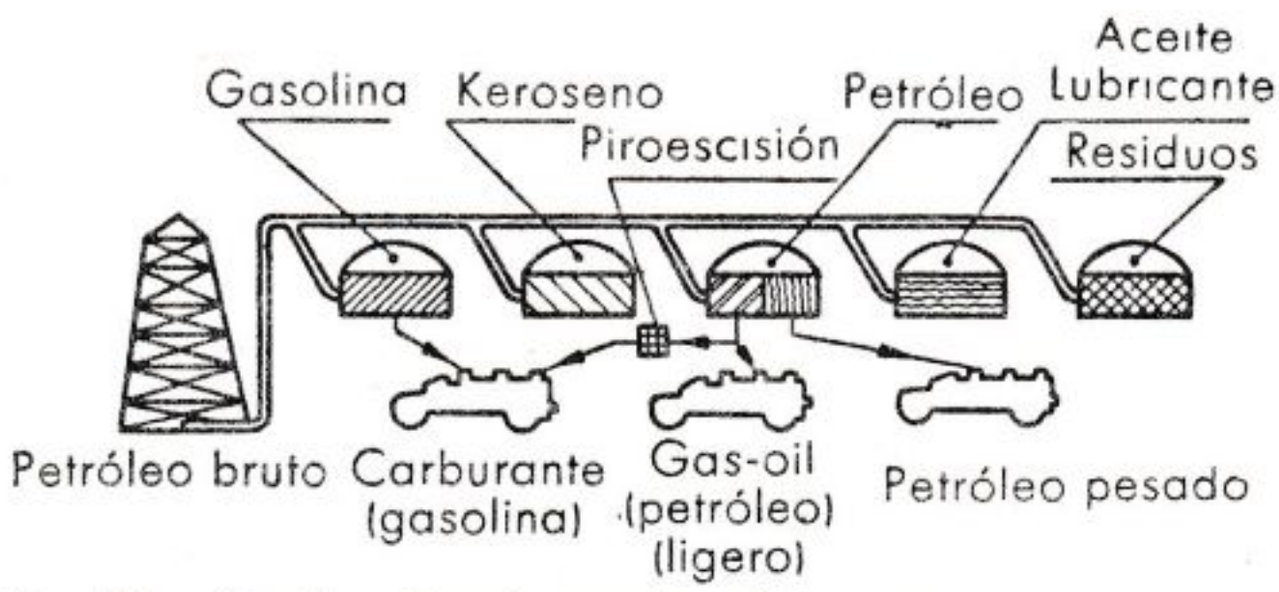


FIG. 56. — Producción de combustibles del petróleo bruto.

nentes se separan mediante la destilación fraccionada con los siguientes intervalos de temperatura (variables según la calidad del petróleo bruto):

Gasolina bruta	hasta 200°;
Keroseno	de 180 a 280°;
Petróleo para motores	de 280 a 360°;
Aceites y lubricantes	más de 360°;
Resinas y asfaltos	Residuo de la destilación.

El contenido de gasolina bruta en el aceite mineral no supera, por lo común, el 25 %, el cual resulta insuficiente para las necesidades mundiales, siempre en aumento.

Para elevar la proporción de gasolina obtenible del petróleo bruto se recurre, en las refinerías, a una serie de procedimientos térmicos y termocatalíticos, que proporcionan óptimos resultados, tanto en el aspecto cuantitativo como en el cualitativo.

Los más importantes de todos estos procesos son el **cracking** (o piroescisión), la **polimerización, la hidrogenación** y la **alquilación.**

Los procesos de *cracking* o de piroescisión se basan en el fraccionamiento de las moléculas más grandes de los hidrocarburos, que constituyen fracciones menos volátiles, mediante temperaturas y presiones relativamente elevadas, con catalizador o sin él. El *reforming* es un cracking que se aplica a las gasolinas de primera destilación y al gasoil, mientras el cracking propiamente dicho lo es, con exclusión de otros, al petróleo bruto. Sin descender a pormenores, interesa señalar que con diversos procedimientos pueden obtenerse elevadas cantidades de gasoil partiendo del producto en bruto, así como carburantes de elevado N.O., tomando como base el bruto o el gasoil.

En los procesos térmicos, las presiones son del orden de 20 a 60 kg/cm², y la temperatura, alrededor de 500° C; en los catalíticos, a temperatura igual, las presiones no rebasan los 7 kg/cm², si exceptuamos el proceso de *platform* (cracking catalítico con catalizador de Ni), que requiere presiones del orden de 50 kg/cm².

Polimerización. Durante el cracking se forma una notable cantidad de gas, que varía en función del poder antidetonante del carburante producido.

Este gas está constituido principalmente por una mezcla de hidrocarburos parafínicos y olefínicos que contiene de 1 a 4 átomos de carbono por molécula. Del bien comprobado hallazgo de que algunos de estos componentes, en determinadas condiciones de temperatura y presión, mediante catalizador, o prescidiendo de él, podían reaccionar entre sí y dar origen a hidrocarburos polímeros (es decir, de peso molecular múltiple), arrancaron y recibieron impulso los procesos industriales de polimerización, objeto, hoy en día, de una extensa exploración.

Hidrogenización. Poniendo en contacto los residuos de la primera destilación con hidrógenos en presencia de catalizadores, es posible aumentar la cantidad de hidrógeno contenida en el combustible enriqueciéndolo con fracciones de molécula más simples, con un beneficio total en buen carburante del 80 %, partiendo de un petróleo bruto de mala calidad. Los procesos de hidrogenización han dado origen a múltiples y amplias aplicaciones, durante la última guerra mundial, sobre todo en Italia, dirigidas por la ANIC (Azienda Nazionale Idrogenazione Combustibili) en sus establecimientos de Bari y Livorno.

Alquilación. Este proceso es análogo a los métodos de hidrogenización y de polimeración en cuanto suministra de una vez un producto similar al que puede obtenerse combinando los dos procedimientos. Esencialmente se basa en una condensación de olefinas (p. ej., butileno y propileno) con parafinas (p. ej., isobutano) o con aromáticos (p. ej., benceno) para dar productor líquidos de elevado poder antidetonante junto con hidrocarburos ligeros y productos de alto peso molecular.

Así, por ejemplo, el isoctano se puede obtener haciendo reaccionar el isobutano C_4H_{10} y el butileno o isobutileno C_4H_8 en presencia de un catalizador y en determinadas condiciones de temperatura y presión:

$$C_4H_{10} + C_4H_8 = C_8H_{18}.$$

Los catalizadores más usados son los ácidos fluorhídrico y fosfórico; las presiones no superan los 50 kg/cm² (en muchos casos, los 10 kg/cm²), y las temperaturas son relativamente bajas (20 a 50° C cuando el tratamiento se realiza con ácido fluorhídrico; 180 a 300° C, si se verifica con ácido fosfórico).

B) **Gasolina sintética.** Componen esta variedad de gasolina ciertos hidrocarburos obtenidos por la combinación directa del carbono y el hidrógeno.

Los países carentes de petróleo crudo pero dotados de combustible sólido, como Alemania, son evidentemente los más interesados en la producción de esta gasolina.

Los procedimientos industriales seguidos durante la última guerra mundial se redujeron a los dos siguientes:

a) *Proceso Bergius-I.G. Farben Industrie* (fig. 57). Consiste en la hidrogenación del carbón fósil, del lignito o del alquitrán.

El combustible pulverizado se pone en suspensión de aceite, a fin de que pueda ser aspirado por las bombas e inyectado, en unión del hidrógeno, en las torres de catálisis. Mediante alta presión, temperatura elevada y el auxilio de un catalizador, se logran la rotura de las moléculas de carbono y la formación de moléculas compuestas de carbono e hidrógeno. Una destilación fraccionada permite obtener una primera cantidad de gasolina, y el resto es ulteriomente hidrogenado para transformarse, a su vez, en gasolina.

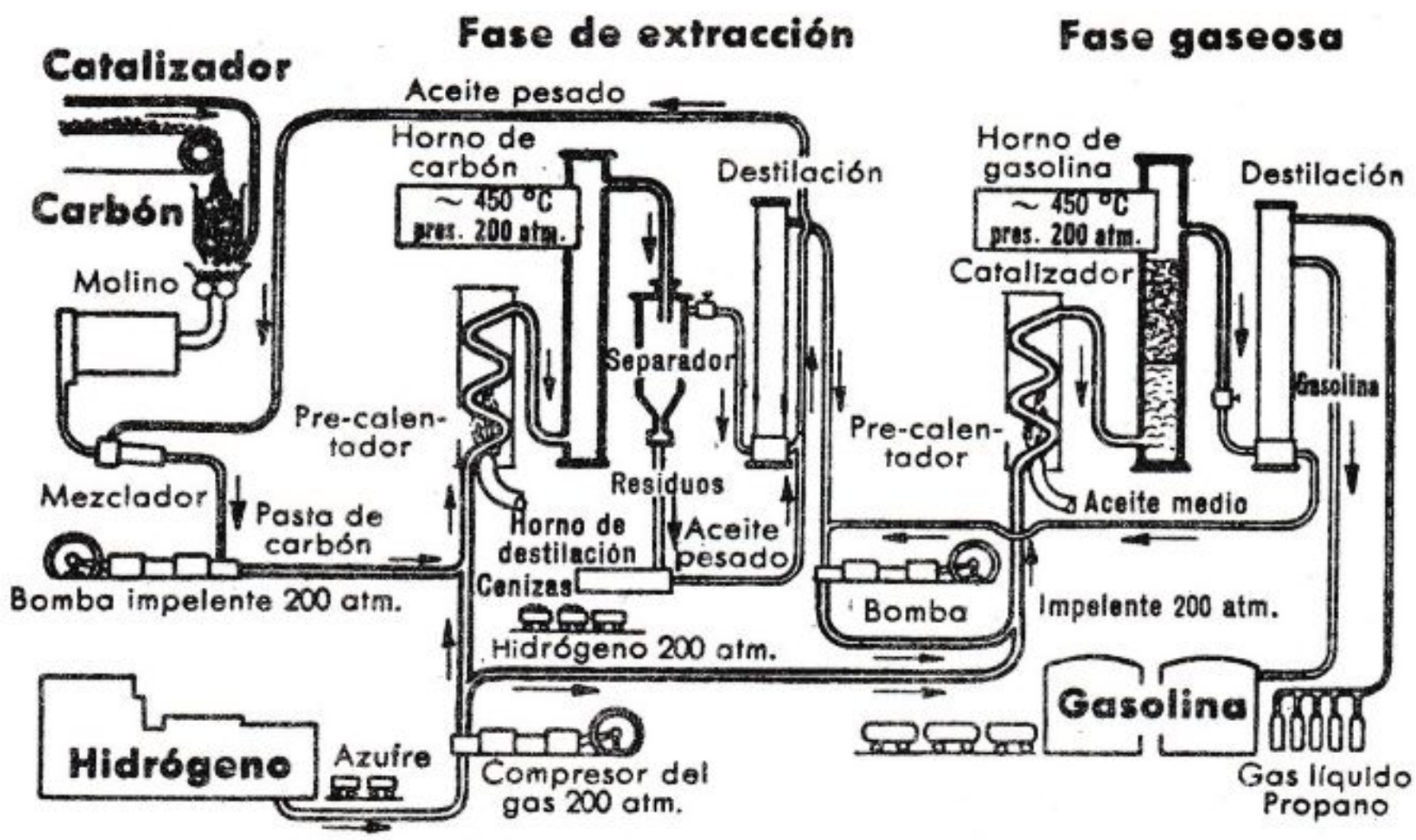


FIG. 57. — Producción de gasolina por el sistema Leuna.

b) *Proceso Fischer-Tropsch-Ruhrchemie* (fig 58). Consiste en gasificar completamente el coque en presencia de vapor de agua. Se obtiene así una mezcla de óxido de carbono que, previamente depurada, se introduce en

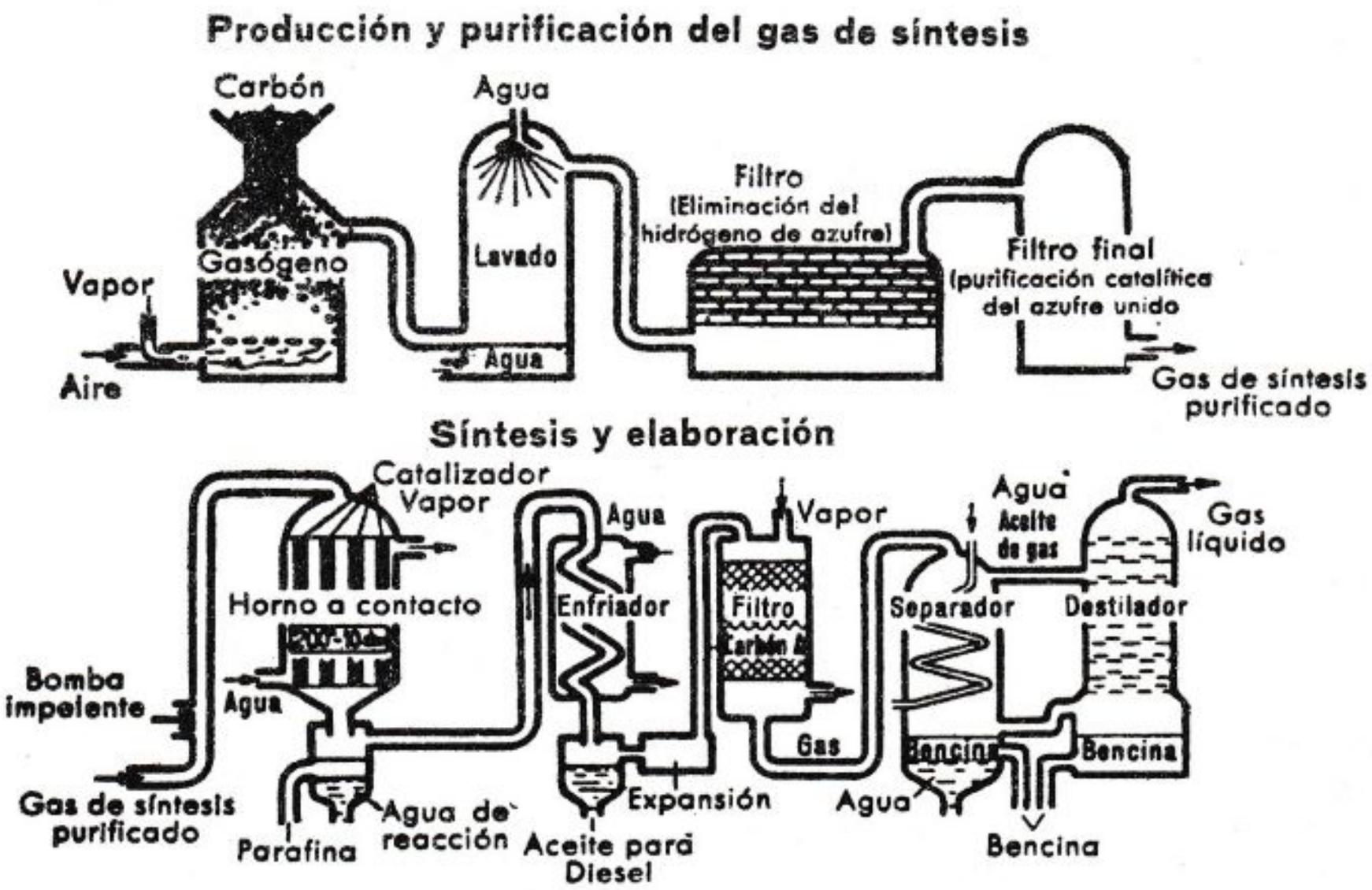


FIG. 58. — Esquema del proceso de síntesis Ficher-Tropsch.

una torre de reacción. En ella, y en presencia de un catalizador, este gas sintético se transforma en hidrocarburos gaseosos y, por último, se separan las varias fracciones del combustible por licuefacción.

C) **Benzol.** El benzol, carburante muy usado en Alemania, se obtiene del alquitrán de carbón fósil, el cual, compuesto de grandes moléculas ricas en carbono y cantidades varias de hidrógeno, oxígeno, nitrógeno y azufre, se calienta fuera del contacto con el aire, a consecuencia de lo cual se rompen sus moléculas (de madera análoga a como ocurre en el proceso de piroescisión del petróleo bruto), se forman moléculas más pequeñas (como las que se encuentran en el gas de alumbrado) y se verifica una copiosa mezcla de productos residuales y de coque. Con este proceso especial se obtiene una fracción de hidrocarburos líquidos a temperatura ordinaria, los cuales están formados, en gran parte, por benzol, y, a causa de su bajo punto de ebullición, salen con el gas elaborado. Los hidrocarburos benzolados contenidos en el gas se lavan después con aceite de alquitrán; por medio de sucesivas destilaciones se consigue luego el benzol comercial, que no es completamente puro, pues contiene también toluol y otros homólogos. En fases posteriores de este proceso se obtienen, además de otras fracciones y del residuo, muchos subproductos útiles; entre ellos, aceites de creosota, aceite de antraceno y pez.

D) **Isoctano.** Se obtiene del isobutileno C_4H_8, que se polimeriza en diisobutileno C_8H_{16} y, por hidrogenización, se transforma en isoctano, el cual es uno de los componentes del gas de piroescisión, pero puede también extraerse del butano que se logra como subproducto en las instalaciones de hidrogenación.

E) **Alcohol etílico** (Etanol). Se obtiene generalmente de sustancias amiláceas (patata, cereales) o azucaradas (melaza de la fabricación del azúcar de caña o de remolacha), mas puede conseguirse también por síntesis.

El proceso de producción industrial del alcohol se puede dividir en cuatro fases:

1) Preparación del almidón;

2) Transformación del almidón en azúcar (sacarificación),

3) Transformación del azúcar en alcohol (fermentación);

4) Destilación y rectificación.

F) **Alcohol metílico** (Metanol). Este carburante, particularmente pobre en calorías, se usa con preferencia como componente de mezclas carburantes alcohólicas (dos partes de etanol y una de metanol). La I.G. Farben Industrie lo obtiene en la industria, mediante un proceso de catálisis de alta presión, del óxido de carbono y del hidrógeno: ($CO + 2\ H_2 = CH_3OH$).

G) **Gases licuados.** Se consiguen en gran parte durante los procesos de cracking o de hidrogenización que tiene por objeto elaborar la gasolina, pero pueden obtenerse asimismo del gas de coque o de las emanaciones gaseosas de los pozos perolíferos. Están constituidos por los hidrocarburos parfínicos y bencénicos más volátiles. El gas licuado del comercio se compone, en general, de una mezcla de propano y butano en la proporción de 50/50, o bien del tipo: butileno-propileno, 55%; propano-butano, 20%; etileno, 15%, y el resto, cantidades de metano y eptano. Los gases licuados se expenden en el comercio con denominaciones diversas, tales como gas líquido, gas butano, gas de estufa y otras.

TABLA IV. **Características de los combustibles líquidos**

Combustible	Poder antidetonante	Temperatura de destilación a 760 mm Hg	Tensión de vapor a °C	Calor de vaporización	Poder calorífico inferior		Aire teórico de comb	Tonalidad térmica a °C	Peso específico a 15° C
	N.O.	°C	mm Hg	Ca/kg	Ca/kg	Ca/l	kg/kg	Ca/l	kg/dm²
Carburante de aviación	80÷115 (M. M.)	75÷200	0,45 (Reid)	~75	10400	7650	15,5	~0,890	0,700÷0,745
Combustibles para turbomotores	—	150÷300	—	—	10300	8100	—	—	0,739÷0,825
Carburantes de automóvil:									
Normal (CUNA NC 620-01)	83 min (R. M.)	30÷205	0,70 (ver.) 0,85 (inv.) (Reid)	~75	10400	7650	15,5	~0,890	0,705÷0,770
Supercarburante (CUNA NC 623-01)	92 min (R. M.)								
Benzol puro	~ 100	80	28	95	9600	8400	13	0,923	0,875
Alcohol etílico 100 %	~ 100	78,3	12,7	230	6550	5200	9	0,919	0,795
Alcohol metílico 100 %	> 100	64,7	29	278	4500	3600	6,5	0,932	0,795
Petróleos para la agricultura (CUNA NC 627-01)	32 min (M. M.)	150÷300	—	—	10000	8200	14	0,920	0,790÷0,835
Gasoil (CUNA NC 630-01)	N. C. 47 min	200÷370	—	—	10200	8500	14	0,930	0,840÷0,890
Petróleos pesados	—	—	—	—	9800	8700	14	0,930	0,890

H) **Gas permanente.** El metano se obtiene del natural por emanaciones gaseosas del subsuelo. Artificialmente se produce del gas de coque por escisión a baja temperatura o bien por desechos de origen vegetal y animal. En la actualidad se utiliza mucho en las ciudades y en centros industriales.

TABLA V. **Características de los combustibles gaseosos**

Combustible	Peso específico a 15° y presión de 760 mm Hg	Poder calorífico inferior		Aire teórico de combustión		Tonalidad térmica a 0°	N.° de octano (Research)
	kg/m³	Ca/m³	Ca/kg	m³/m³ de gas	kg/kg de gas	Ca/l de mezcla	N. O.
Metano al 97 %.	0,740	8300	11200	9,5	17,4	0,820	~ 125
Propano	1,81	19900	11000	24	15,8	0,900	~ 125
Butano	2,38	25900	10900	31	16,5	0,870	~ 93
Propano / Butano } 50/50	2,06	22600	10950	27,5	16,1	—	~ 100
Gas de alumbrado (Berlín 1940).	0,600	3800	10950	5,1	8	0,800	~ 90
Gas de gasógeno	1,0÷1,2	1000÷1400	650÷1250	0,9÷1,2	0,95÷1,4	0,500÷0,600	~ 90
Gas de coque ...	0,425 (*)	4200	—	—	—	—	~ 90

(*) Comprimido en fase gaseosa a 200 kg/cm².

CAPÍTULO VI

TRANSFORMACIONES DEL FLUIDO OPERANTE Y REQUERIMIENTOS DEL MOTOR

VI. 1. Composición del fluido operante

La energía química contenida en el combustible se libera bajo forma de calor cuando el combustible se quema por causa de la presencia del oxígeno del aire. Por consiguiente, se han de introducir en el motor aire y combustible. En los motores de encendido por chispa, la mezcla de aire y combustible se prepara en el carburador y es luego conducida al cilindro; en los motores de encendido por compresión se realiza directamente en el cilindro, donde el combustible se inyecta después de haber introducido y comprimido el aire.

La mezcla comprimida en la cámara de combustión se transforma, por efecto de esta última, en vapor de agua (H_2O), bióxido de carbono (CO_2) y nitrógeno (N_2). El nitrógeno, gas inerte contenido en el aire, no interviene en la combustión. El vapor de agua producido en la combustión se mantiene por debajo de su temperatura crítica y se comporta como un gas permanente. Entre los productos de la combustión se encuentran también porciones alícuotas de otros gases: monóxido de carbono (CO), hidrógeno (H_2), metano (CH_4) y oxígeno (O_2), en especial cuando la combustión es incompleta. La cantidad de oxígeno que participa en el proceso está en razón directa del exceso de aire introducido con respecto al necesario para la combustión.

En consecuencia, el fluido operante está formado inicialmente por el aire y el combustible y, después, por el conjunto de gases producidos durante la combustión. Como es natural y evidente, su composición química varía en el curso del ciclo operativo.

En los párrafos que siguen examinaremos sumariamente las características del aire y el proceso de la combustión.

VI. 2. El aire atmosférico

El aire atmosférico seco se compone, *grosso modo*, de 77 partes en peso de nitrógeno y 23 partes de oxígeno. Contiene, además, pequeñas cantidades de otros gases, pero éstos se comportan en la combustión como gases inertes y pueden considerarse como nitrógeno.

La proporción en volumen es: 21 % de oxígeno y 79 % de nitrógeno y otros gases.

El peso de 1 m^3 de aire, a la presión de 760 mm Hg, es decir, a la presión atmosférica ordinaria y a la temperatura de 0° C, equivale a 1,2928 kg.

La tabla siguiente nos ofrece una relación catalogada de los gases que se hallan contenidos en el aire.

1 kg de aire, a la presión atmosférica y a la temperatura de 0°C, ocupa un volumen de 0,77351 m^3.

TABLA VI

	Peso molecular	Proporción en volumen	Peso relativo	Volumen relativo
Oxígeno O_2	32	0,2099	6,717	1
Nitrógeno N_2	28	0,7803	21,861	3,76
Argón A	40	0,0094	0,376	
Anhídrido carbónico CO_2	44	0,0003	0,013	
Otros gases	—	0,0001	—	—
Aire (total)	—	1,000	28,97	4,76

VI. 3. Cantidad de aire necesario para la combustión. Relación estequiométrica

Según expusimos en el capítulo anterior, los combustibles más usados en los motores endotérmicos son mezclas de hidrocarburos, es decir, compuestos esencialmente de carbono y de hidrógeno. Estos dos elementos reaccionan con el oxígeno de acuerdo con las siguientes ecuaciones elementales:

$$C + O_2 \rightarrow CO_2;$$
$$2\,H_2 + O_2 \rightleftarrows 2\,H_2O.$$

Téngase presente que CO_2 y H_2O son productos de la combustión.

En nuestro caso, el comburente es el aire; por tanto, la combustión se lleva a cabo en presencia del nitrógeno contenido en dicho elemento, y por esta cuasa, las ecuaciones anteriores se transforman en estas otras:

$$C + O_2 + N_2 \rightarrow CO_2 + N_2;$$
$$H_2 + \tfrac{1}{2}\,O_2 + N_2 \rightarrow H_2O + N_2.$$

Los productos de la combustión son, en consecuencia, anhídrido carbónico CO_2, agua H_2O y nitrógeno N_2.

De la ecuación de la reacción eliminamos N_2, que aparece con igual valor en ambos términos, y damos a cada componente su respectivo valor en peso, guiándonos, para el cálculo, por los siguientes datos: el peso atómico del hidrógeno equivale a 1; el del carbono, a 12, y el del oxígeno, a 16. Tenemos, pues:

$$C + O_2 = CO_2 \qquad 12\,C + 32\,O = 44\,CO_2$$
$$H_2 + \tfrac{1}{2}\,O_2 = H_2O \qquad 2\,H + 16\,O = 19\,H_2O.$$

Apliquemos esta ecuación al caso de la combustión de un hidrocarburo elegido entre los principales componentes de la gasolina: el **nonano.** Su fórmula química es C_9H_{20}. Combinándose con el oxígeno produce CO_2 y H_2O, mientras que el nitrógeno N_2 permanece inactivo. Planteemos la ecuación de la reacción en forma genérica:

$$\ldots C_9H_{20} + \ldots O_2 = \ldots CO_2 + \ldots H_2O.$$

En la igualdad propuesta, el número de átomos ha de ser igual en los dos términos, y, en consecuencia, obtenemos:

$$C_9H_{20} + 14\ O_2 = 9\,CO_2 + 10\ H_2O.$$

Multiplicando el número de los átomos de cada componente por el respectivo peso atómico, resulta:

$$[9 \times 12\,(C_9) + 20\,(H_{20})] + [14 \times 32\,(O_2)] =$$
$$= [9 \times 12\,(C) + 9 \times 32\,(O_2)] + [10 \times 2\,(H_2) + 10 \times 16\,(O)]$$
$$128 \text{ kg } C_9H_{20} + 448 \text{ kg } O_2 = 396 \text{ kg } CO_2 + 180 \text{ kg } H_2O;$$

y para 1 kg de nonano —dividiendo por 128 todos los términos— nos da:

1 kg de nonano + 3,5 kg de oxígeno = 3,094 kg de anhídrido carbónico + 1,406 kg de agua.

Luego, la combustión de 1 kg de nonano necesita 3,5 kg de oxígeno, y como quiera que el oxígeno está suministrado por el aire que lo contiene en un 23 % en peso, será menester un peso de aire de

$$\frac{3{,}5}{0{,}23}\ 15{,}2 \text{ kg.}$$

De lo cual se concluye que el peso de aire necesario para la combustión completa de 1 kg de nonano son 15,2 kg. Este valor corresponde a la **relación** en peso aire-combustible llamada **estequiométrica** y representa la dosificación teórica ideal para conseguir la combustión total. Esta relación varía muy poco con respecto a los diversos hidrocarburos. En la práctica, la conexión aire-combustible, que llamaremos **relación de mezcla,** se aparta del valor estequiométrico durante el funcionamiento del motor; según resulte *deficiente* o *excesiva* la cantidad

de aire que intervenga en el proceso, la *mezcla* se calificará de *rica* o *pobre*, respectivamente. En los motores de gasolina, la relación de mezcla suministrada por el carburador puede variar de 11 a 17.

En los motores de encendido por compresión, con objeto de que el combustible inyectado se ponga todo en contacto con el aire, es necesario un gran exceso del mismo. En este caso, la relación entre el peso del aire introducido y el correspondiente al combustible inyectado resulta, aproximadamente, de 25 a 1.

VI. 4. La disociación

La combustión se desarrolla al principio con una gran velocidad de reacción, por lo cual se forman también con suma rapidez los compuestos; pero, en cuanto se inicia la formación de CO_2 y H_2O, se produce un aumento de temperatura por cuyo efecto comienzan los compuestos a disociarse en sus elementos. La concentración de los elementos constitutivos del combustible, que era máxima al empezar la combustión, decrece gradualmente al desarrollarse ésta, por lo cual disminuye a su vez la velocidad de la reacción que general CO_2 y H_2O. Pero simultáneamente aumenta la concentración de estos últimos y, en consecuencia, crece también la velocidad con que se realiza la disociación. Es evidente, pues, que en las ecuaciones químicas

$$C + O_2 \rightleftarrows CO_2$$
$$2\,H_2 + O_2 \rightleftarrows 2\,H_2O,$$

se termina alcanzando una fase constante en la cual son iguales la velocidad de formación y la de disociación: es el llamado *estado de equilibrio químico*, cuya característica es variar con la temperatura para cada reacción. Al principio, la disociación aumenta lentamente con la temperatura, y después lo efectúa con velocidad mayor. Por ejemplo, la proporción de anhídrido carbónico disociado es, en condiciones de equilibrio químico, de un 5 % a 2.000° K, del 18,5 % a 2.500° K, del 27,5 % a 3.000° K, y a 3.200° K al 64,5 %.

Al disociarse, los gases absorben calor, originando, por consiguiente, una sensible disminución no sólo del calor desarrollado en la combustión, sino también de la temperatura que se alcanza en el motor.

VI. 5. Calor total desarrollado en la combustión y tonalidad térmica

El calor que se produce durante la combustión puede calcularse como suma de las cantidades de calor que se desarrollan, por separado, en la combustión del carbono y del hidrógeno, menos la cantidad de calor necesaria para dividir las moléculas de los hidrocarburos.

El calor desarrollado en la transformación del carbono en CO_2 es de 8.140 Ca/kg de carbono consumido; el producido en la combustión del hidrógeno es de 28.700 Ca/kg de hidrógeno.

Continuando refiriéndonos al nonano y conociendo la cantidad de carbono y de hidrógeno que componen 1 kg del mismo, podemos escribir:

0,8438 kg C × 8140 Ca =	6860 Ca
0,1562 kg H × 28700 Ca =	4480 Ca
Total	11340 Ca.

Como la disociación requiere, aproximadamente, 873 Ca por cada kilogramo de nonano, el calor total desarrollado en la combustión de 1 kg de nonano será:

$$11340 - 873 = 10467 \text{ Ca.}$$

En el estudio de los motores de EB resulta útil a menudo referirse a la cantidad de calor que se obtiene de la unidad de volumen de la mezcla.

Se define como *tonalidad térmica* o *potencial térmico* la cantidad de calor que se desarrolla por una unidad de volumen de mezcla a temperatura y presión constantes. La potencia que puede obtenerse de un motor, depende del valor de la tonalidad térmica de la mezcla empleada.

Calculemos, a título de ejemplo, la tonalidad térmica de la mezcla aire-nonano:

Sabemos por lo expuesto anteriormente, que la combustión completa de 1 kg de nonano necesita 15,2 kg de aire. El peso específico del nonano varía de 0,718 a 20° C, por lo cual el volumen de 1 kg de nonano resulta equivalente a

$$\frac{1}{0{,}718} = 1{,}39 \text{ l.}$$

El peso específico del aire a 20° C y 760 mm de Hg es de 1,204 kg/m³; por tanto, 15,2 kg de aire tendrán, a 20° C, un volumen de

$$\frac{15{,}2}{1{,}204} = 12{,}6 \text{ m}^3.$$

Hemos calculado el calor que se desarrolla en la combustión de 1 kg de nonano, el cual se aproxima a 10500 Ca. Por tanto, despreciando la pérdida de calor por vaporización y la recíproca mengua de volumen correspondiente, un volumen de (12600 + 1,4) l. de mezcla desarrollará 10500 Ca.

Dado el reducido volumen ocupado por el combustible, no se tiene en cuenta en la práctica, y la tonalidad térmica estará determinada por la relación entre el poder calorífico inferior del combustible y el volumen ocupado tan sólo por el aire a una temperatura previamente establecida.

A 20° C para la mezcla aire-nonano, resulta:

$$\frac{10500}{12601,4} = 0,830 \text{ Ca/l.}$$

La tonalidad térmica para los combustibles líquidos normalmente en uso varía poco de unos a otros. Puede considerarse igual a un valor medio de 0,850 Ca/l a la temperatura ordinaria, es decir, unos 850 Ca/l.

VI. 6. Formación de la mezcla aire-combustible

En los párrafos precedentes hemos descrito cómo y en qué proporción se combinan los combustibles con el aire para que se verifique la combustión con producción de calor. Veamos ahora cómo se realiza la mezcla correcta del aire con el combustible y cuáles son las exigencias del motor a este respecto.

En los motores de encendido por chispa, la mezcla se efectúa según el proceso de **carburación,** ya se trate de combustibles líquidos, ya de gaseosos, y en los motores de encendido por compresión, conforme al proceso de **inyección** y, por lo general, con combustibles líquidos.

El sistema de inyección puede usarse también en los motores de encendido por chispa, pero su aplicación práctica está limitada y condicionada sobre todo por su elevado costo.

El sistema de alimentación es el conjunto de dispositivos que sirven para transportar el aire y el combustible, así como para mezclarlos en la medida justa. Su parte esencial en los motores de encendido por chispa es el **carburador;** en los motores de encendido por compresión la constituye el *sistema de inyección.*

La mezcla del combustible con el aire se efectúa de modo sustancialmente diverso en los motores de EB y EC, como consecuencia de las características del combustible usado y del principio de encendido.

En los motores de EB, los combustibles son muy volátiles, y la mezcla aire-combustible se lleva a cabo fácilmente fuera del cilindro y en la justa proporción para ser encendida por medio de la chispa.

La carburación sólo es posible si el combustible es volátil o muy gaseoso.

En los motores de EC, el combustible se enciende en el mismo momento en que entra en el cilindro. La mezcla se forma a medida que las

gotitas del líquido pulverizado penetran en el aire que se encuentra en la cámara de combustión, y la reacción de combustión se verifica en cuanto las partículas del líquido se mezclan con el aire a alta temperatura y presión.

En tanto que en la carburación la mezcla del combustible y del aire se realiza antes de la combustión, en la inyección se efectúa dicha mezcla casi simultáneamente con la combustión, por cuanto se desarrolla al mismo ritmo y compás. Otra notable diferencia entre carburación e inyección estriba en que la primera se lleva a efecto, en realidad, durante todo el ciclo, a causa de persistir la aspiración y la inercia del aire, mientras que la segunda perdura un tiempo casi igual al de la combustión y abarca, por tanto, una pequeña fracción del tiempo correspondiente a cada ciclo.

VI. 7. Requerimientos del motor de encendido por chispa

La mezcla se forma en el carburador, cuya función consiste en dosificar la cantidad de combustible líquido de manera que la relación de mezcla sea la requerida por las condiciones de funcionamiento del motor, así como pulverizarlo y mezclarlo de modo homogéneo con el aire.

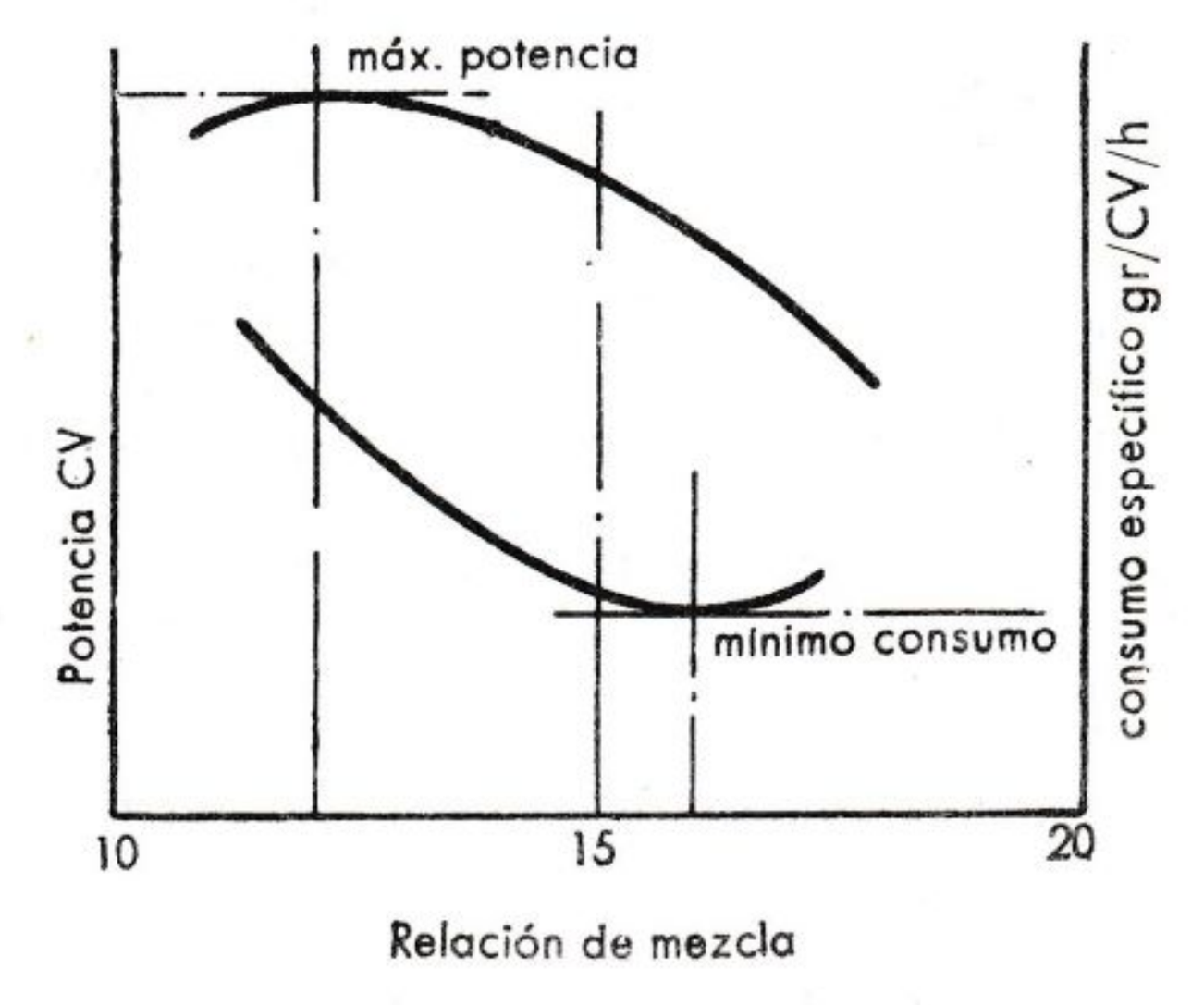


FIG. 59. — Efecto de la relación de mezcla sobre la potencia y el consumo específico.

La relación aire-combustible requerida por el motor se altera, dentro de cierta medida, al variar el régimen de funcionamiento.

Consideremos un motor que funciona con plena abertura y a una carga constante. En estas condiciones, el valor de la relación de mezcla influye, ya sobre la potencia, ya sobre el **consumo específico**, a saber, el consumo por caballo-hora referido al freno.

El valor de la relación aire-combustible correspondiente al punto de máxima potencia tiene, por lo general, un valor distinto al estequiométrico. Es de advertir que en la curva del consumo específico existe un punto de valor mínimo al que corresponde la relación de mezcla más económica. En la curva descrita en la figura 59 puede observarse que para la máxima potencia debe ser la mezcla más rica que la estequiométrica, mientras que para la máxima economía ha de ser más pobre.

Cuando el motor funciona con abertura parcial, las condiciones no son exactamente las mismas, pero sí parangonables.

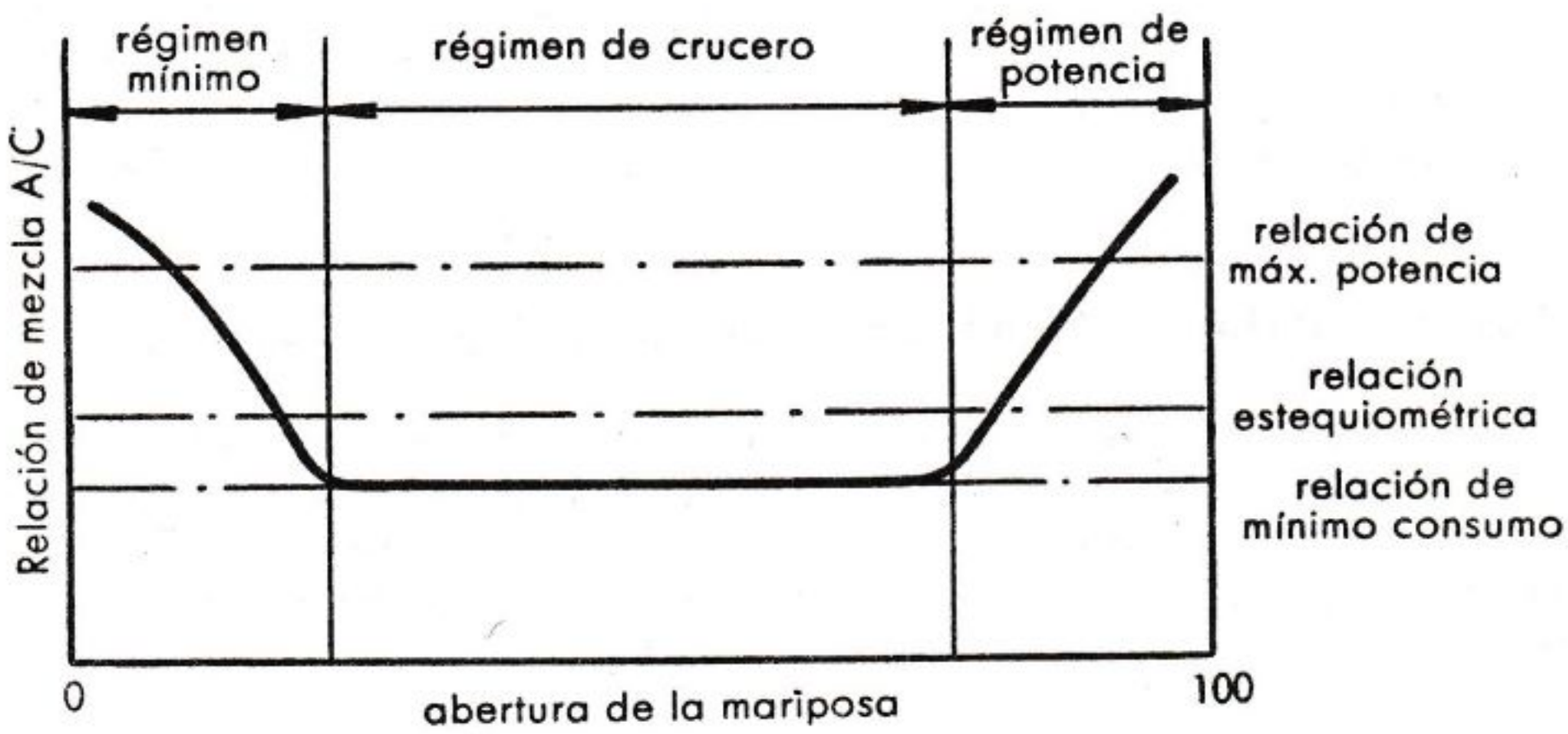


FIG. 60. — Relación de mezcla en función de la abertura de la mariposa en regímenes varios.

En general, los motores requieren relaciones de mezcla que sigan en lo posible la forma de la curva representada en la figura 60, la cual se refiere en particular a un motor de aviación típico.

Puede observarse no sólo que hay tres campos de variación de abertura de la mariposa del carburador, sino también que en cada uno de ellos difieren las exigencias del motor, y, de consiguiente, el carburador debe modificar la relación de mezcla de acuerdo con los mismos.

Estos campos son:

A bajo y mínimo régimen: la mezcla ha de ser enriquecida.

A velocidad de crucero: la mezcla ha de ser empobrecida.

A régimen de alta potencia: la mezcla ha de ser enriquecida.

Cuando el motor funciona al mínimo sin carga, la mariposa está prácticamente cerrada. La presión en el conducto de aspiración es del orden de 0,3 kg/cm², y en la cámara de combustión de 1,1 kg/cm², mientras que para los gases de escape, al final del mismo, la presión es, poco más o menos, igual a la atmosférica. La presión de los gases

de escape no es sensiblemente influida por la posición de la mariposa, y la masa de gases de escape en el cilindro al final del mismo permanece casi constante a todos los regímenes. Al mínimo, la carga de gas fresco introducida es muy inferior de la que corresponde al funcionamiento con plena abertura y, por tanto, la proporción de gases de combustión presentes en la carga es mucho más grande.

Siendo, además, la presión en el conducto de aspiración más baja que la atmosférica, la diferencia de presiones que se establece entre la cámara de combustión y el conducto de aspiración, al comenzar a abrirse la válvula de esta última, origina inicialmente un paso de los gases de escape al conducto de la misma. Apenas empieza el pistón a realizar la carrera de aspiración, los gases de escape son nuevamente empujados hacia el cilindro, junto con la carga de mezcla fresca, la cual resulta, en definitiva, diluida en la cámara de combustión con los productos de la misma. Este proceso tiende a reducir el contacto del combustible con las partículas de aire; por ello, la combustión mengua en actividad y origina la consiguiente pérdida de potencia. Es, por tanto, necesario enriquecer la mezcla mediante la adición de combustible, a fin de que aumente la probabilidad de contacto entre éste y el aire.

A medida que se abre la mariposa, las diferencias de presión disminuyen y se reduce la dilución de la mezcla con los gases de escape, por lo cual es menos rica la relación de mezcla necesaria.

En régimen de crucero es fundamental obtener la máxima economía de combustible; por ello, es menester que el carburador sirva la mezcla en la relación más económica. En los regímenes de elevada potencia, los motores necesitan una mezcla más rica, conforme se indica en la figura 60. Es lógico que la mezcla se aproxime cuanto sea posible a la relación de máxima potencia, que, por lo común, es algo más rica, pero hay otras razones que obligan a incrementar este enriquecimiento. A altas potencias es necesario disipar mayor cantidad de calor de las superficies más solicitadas térmicamente, como son la válvula de escape y las zonas próximas a la misma. Enriqueciendo la mezcla, decrece la temperatura de la llama y, en consecuencia, se reducen los riesgos de dañar la válvula de escape.

Otra finalidad de alcanzar las condiciones de máxima potencia estriba en la conveniencia de reducir la detonación, la cual puede acarrear graves consecuencias, sobre todo en los motores de aviación. Enriqueciendo la mezcla más allá de la relación estequiométrica, se consigue un descenso de la temperatura de la llama y, por tanto, se enerva la tendencia a la detonación. En efecto, la vaporización excesiva del combustible propende a disminuir la temperatura en la cámara y contribuye, en consecuencia, a reducir la posibilidad de detonación.

En los motores de automóvil, la detonación produce un picado fácilmente perceptible por el conductor, advertido el cual, puede éste variar las condiciones de funcionamiento modificando la posición del acelera-

dor o cambiando la marcha. Generalmente, los motores de automóvil funcionan por debajo de la plena potencia; por eso, mientras los motores de aviación van provistos de complicados dispositivos para lograr este ulterior enriquecimiento de la mezcla, los de automóvil sólo llevan mecanismos mucho más sencillos y menos perfeccionados.

Los requerimientos de los motores para automóvil son similares a los de motores para aviación por lo que respecta al funcionamiento al mínimo y en régimen de crucero, aunque no son tan exigibles en el campo de alta potencia, como explicaremos en el capítulo sobre la carburación.

VI. 8. Requerimientos del motor de encendido por compresión

Las características que esencialmente distinguen el motor de encendido por compresión del de encendido por chispa desde el punto de vista de la formación de la mezcla, son:

carencia de la mariposa de aspiración;
formación de la mezcla aire-combustible en la misma cámara de combustión en lugar de en el carburador.

La carburación está reemplazada por la **inyección.** Como los combustibles usados son de baja volatilidad y resulta brevísimo el tiempo disponible para la vaporización, el cual sólo comprende el rápido intervalo que discurre desde el instante en que entran las partículas en la cámara de combustión hasta el de su encendido, se requiere una enérgica mezcla para llevar todas las partículas al contacto con el oxígeno del aire. Además, por lo general, es necesario introducir en la cámara de combustión una cantidad de aire mucho mayor que la correspondiente a la relación estequiométrica, con objeto de aumentar la probabilidad de que se oxide todo el combustible líquido inyectado.

La relación aire-combustible influye sobre la potencia y el consumo igual que en el motor de EB.

En el motor de EC, la cantidad de aire que entra en el cilindro es prácticamente constante para cada velocidad, y al cambiar la cantidad de combustible introducido varía la relación aire-combustible. Cuando se reduce la cantidad de combustible, el rendimiento térmico indicado se aproxima al del ciclo de aire, pero, dada la pequeña cantidad de energía introducida, la p.m.e. y la potencia se reducen. Cuando, por el contrario, se introduce una elevada cantidad de combustible, baja el rendimiento térmico, pero la p.m.e. y la potencia aumentan, a consecuencia de la mayor cantidad de calor introducido, hasta que se alcanza un valor de la relación aire-combustible próximo al estequiométrico.

A medida que se aproxima a la relación estequiométrica, el motor de EC, comienza a producir humo en el escape, debido a que en alguna

zona de la cámara hay una mezcla tan rica, que parte de las partículas de carbono y de oxígeno no reaccionan entre sí durante el tiempo disponible para la combustión. El humo es precisamente indicio y efecto de una combustión incompleta. Para evitarlo, hay que regular el motor, a fin de conseguir una relación de mezcla más pobre que la que suministra la máxima potencia y muy próxima a la relación estequiométrica.

La figura 61 muestra la curva de potencia para un motor típico a velocidad constante: como puede observarse, en la zona próxima a la relación estequiométrica correspondiente a la máxima potencia hay fumosidad no aceptable en el escape, la cual obliga a limitar la potencia

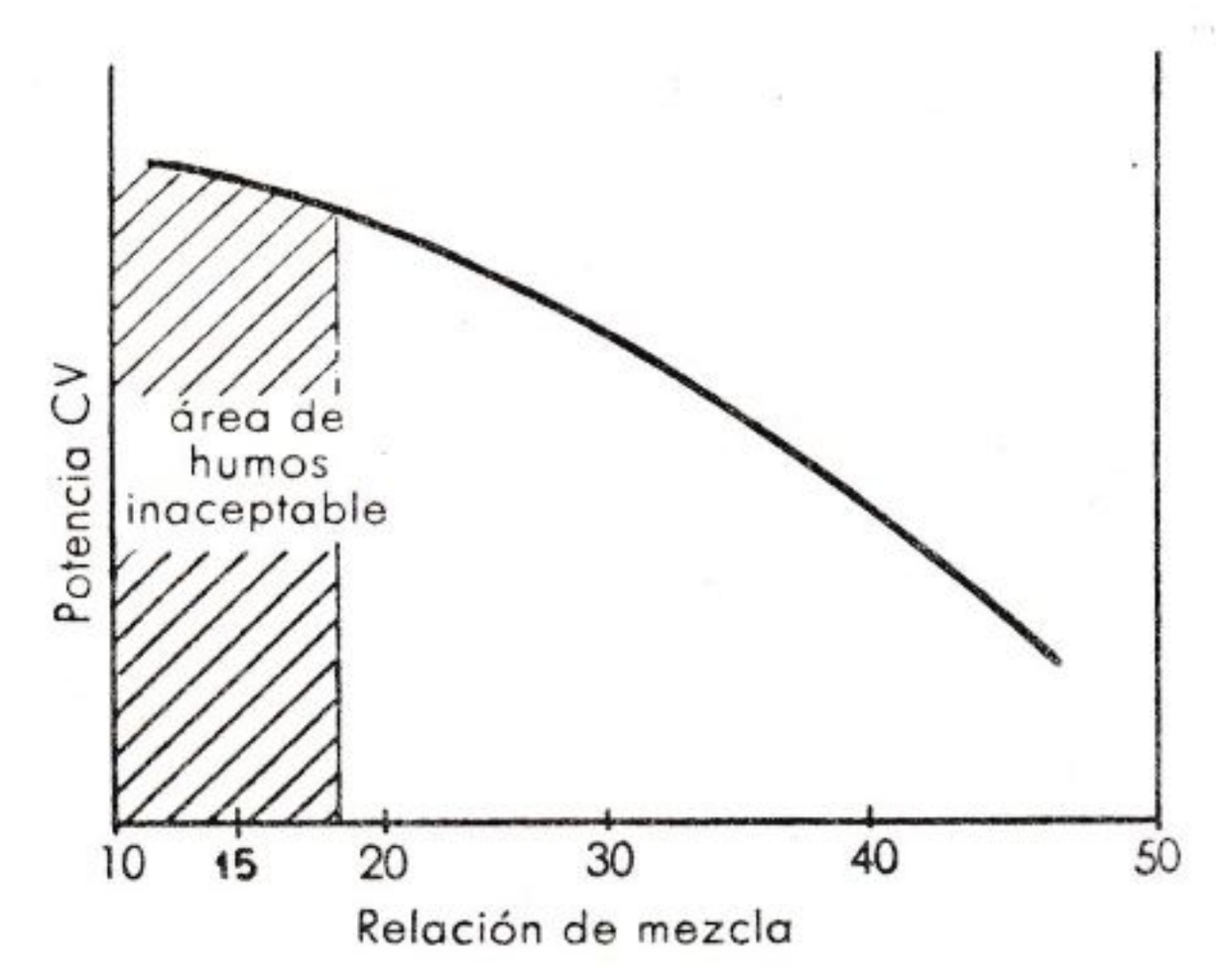


FIG. 61.

del motor adoptando una relación de mezcla más pobre. La cantidad de aire adicional respecto a la requerida por la relación estequiométrica medida en peso se llama **exceso de aire.** Hay también otras razones por las que el motor de EC trabaja siempre con exceso de aire, como explicaremos en el capítulos de la combustión.

El límite del aumento de la cantidad de combustible está determinado, además de por la fumosidad en el escape, por la temperatura de los órganos del motor más solicitados térmicamente, que son en general los pistones. Como índice para este límite suele tomarse la temperatura de los gases de escape. Puede considerarse bueno un valor comprendido entre 600 y 650° C. Téngase presente que, en los motores de EB, la temperatura de los gases puede superar sin inconveniente el valor de 800° C.

En la figura 62, que corresponde a un motor de inyección directa, están representadas las curvas de la p.m.e. del consumo específico y de la relación de mezcla a un régimen establecido que hace variar la cantidad de combustible inyectado, medido en mg por ciclo y por

litro de cilindrada. Como puede comprobarse, la relación de mezcla aire-combustible varía mucho entre los límites del humo y de la temperatura de los gases de escape.

En el motor Diesel, la regulación de la carga se efectúa sólo sobre el combustible y, por tanto, los requerimientos del motor son fácilmen-

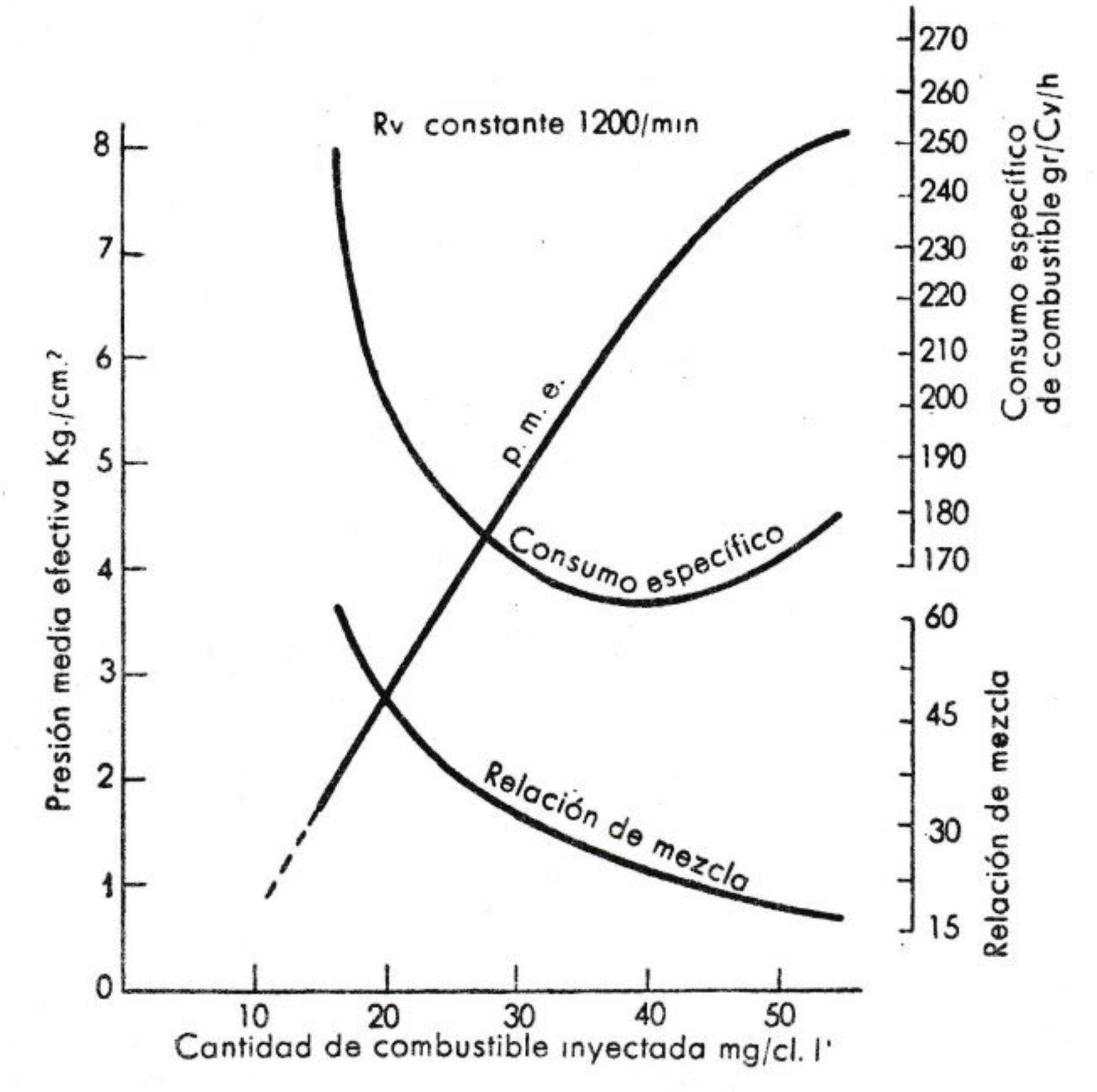


FIG. 62.

te satisfechos variando por medios mecánicos el caudal de la bomba. Deben tomarse precauciones particulares sobre todo en lo que respecta a la velocidad de inyección, a la cual está ligada el gradiente de presión del combustible y, en consecuencia, la pulverización.

El problema se complica particularmente cuando el motor gira en régimen mínimo, es decir, cuando es más baja la velocidad de salida del combustible por los orificios del pulverizador.

En regímenes intermedios son mejores las condiciones para el funcionamiento del motor, porque la velocidad de salida del combustible es lo suficientemente elevada para suministrar una óptima pulverización, mientras que el tiempo disponible para el encendido y la combustión no es demasiado corto. Además, como el rendimiento volumé-

trico es elevado, se disfruta de cierta libertad en la dosificación del combustible, el cual se aprovecha para **adecuar** la curva del par y de la potencia del motor a la clase de trabajo que éste debe realizar variando oportunamente la relación aire-combustible. La debida **adecuación** se obtiene provocando, mediante oportunas manipulaciones mecánicas en el aparato de inyección, una introducción de combustible por ciclo más alta que la admisible en régimen de máxima potencia. Con el **dispositivo de adecuación** se aumenta, en general, el par motor en regímenes intermedios.

CAPÍTULO VII

CÁLCULO DE LA POTENCIA - RENDIMIENTOS - BALANCE TÉRMICO

La potencia desarrollada en el interior del cilindro no se recoge íntegramente en el eje motor porque una parte de ella es absorbida por las resistencias pasivas. Podemos, por tanto, distinguir tres diferentes clases de potencia: la **potencia indicada** N_i, la **potencia absorbida por las resistencias pasivas** N_p y la **potencia efectiva en el eje** N_e.

La *potencia indicada* puede calcularse partiendo del ciclo indicado cuya área representa el trabajo realizado por el gas en el interior del cilindro durante un ciclo, mientras que la *potencia efectiva* se obtiene midiendo con un freno el trabajo en el eje motor. La *potencia absorbida por las resistencias pasivas* se mide generalmente haciendo girar el motor sin encendido por medio de una fuente de potencia externa. Puede ser también calculada como la diferencia entre la potencia indicada N_i y la potencia efectiva N_e. Así:

$$N_i = N_p + N_e;$$
$$N_p = N_i - N_e.$$

VII. 1. Potencia indicada

Como ya sabemos, la presión media indicada (p.m.i.) es la ordenada media del ciclo indicado, igual a la relación entre el área del ciclo y la cilindrada de un cilindro. Representa el valor de la presión que, multiplicado por la cilindrada de un cilindro, da el mismo valor del trabajo útil indicado del ciclo, es decir, el mismo valor realmente producido por las presiones que continuamente varían en el cilindro.

Conociendo la p.m.i. es fácil obtener la *potencia indicada,* es decir, la potencia desarrollada por el fluido en el cilindro.

Designando por p_i la presión media indicada; por D, el diámetro del pistón, y por C, la carrera del mismo, el valor de la fuerza total que actúa sobre el pistón es: $\frac{\pi D^2}{4} p_i$, y el trabajo realizado por esta

fuerza durante la carrera útil será:

$$L_i = \frac{\pi\ D^2}{4}\ p_i\ C.$$

Por ser $\frac{\pi\ D^2}{4}\ C$ igual a la cilindrada V_p de un cilindro, se puede escribir: $L_i = V_p\ p_i$.

Para calcular la potencia indicada bastará multiplicar el trabajo realizado durante una carrera por el número de carreras útiles efectuadas en la unidad de tiempo.

En el motor de **4 tiempos**, el ciclo se realiza en dos revoluciones, por lo cual, si n es el número de revoluciones por minuto del motor, e i el número de cilindros (cuya cilindrada total total resulta $V = V_p\ i$), la *potencia indicada* N_i será dada en C.V. por la fórmula

$$N_i = \frac{V\ p_i}{2}\ \frac{n}{60}\ \frac{1}{75}\ ,$$

donde las longitudes están expresadas en m y la fuerza en kg.

Expresando la cilindrada en litros, y las presiones en kg/cm², tenemos:

$$N_i = \frac{1}{2}\ \frac{V}{1000}\ p_i\ 10000\ \frac{n}{60}\ \frac{1}{75} = \frac{V\ p_i\ n}{900}.$$

En el motor de **2 tiempos**, como el ciclo se realiza en una sola revolución y a cada revolución corresponde una carrera útil, la potencia viene dada por

$$N_i = \frac{V\ p_i\ n}{450}\ ,$$

Reuniendo ambas fórmulas en una sola de carácter general, obtenemos:

$$N_i = \frac{V\ p_i\ n}{225\ h}\ ,$$

en la cual, h es el número de tiempos del ciclo operativo.

VII. 2. Potencia efectiva o potencia al freno

La potencia indicada es, según queda expuesto, la desarrollada por el fluido operante en el interior del cilindro.

De más interés práctico son el par disponible en el eje motor y la potencia que genera este par. Ésta es la **potencia efectiva,** llamada también **potencia al freno,** porque se mide con un dispositivo frenante

que, aplicado al eje motor, se opone al par motor y permite medir su valor.

Dicho dispositivo consiste en un freno de tipo adecuado que permite medir su momento frenante. Conociendo este momento y el número de revoluciones del motor, se puede calcular la potencia efectiva. Como quiera que en el capítulo dedicado a la prueba se describen los principales tipos de frenos empleados para medir la potencia efectiva de los motores, nos limitaremos a describir ahora el freno de Prony, el cual sirve, no obstante haber caído prácticamente en desuso, para

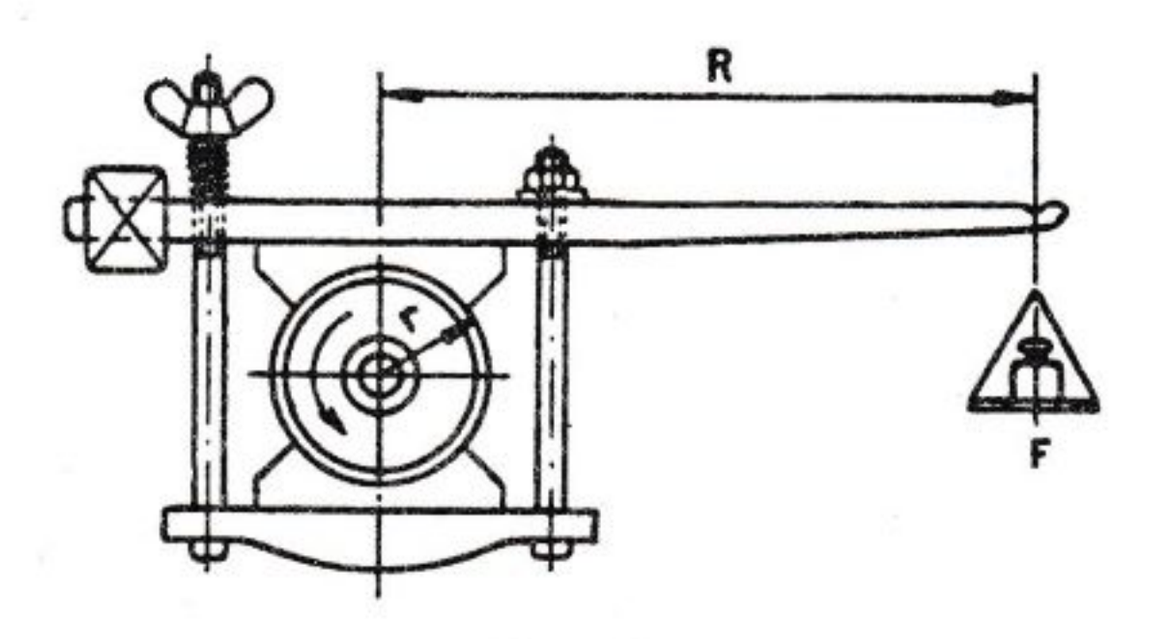


FIG. 63.

aclarar el concepto que aplicamos a la determinación de la potencia efectiva. La figura 63 nos ofrece una representación esquemática del aparato: una rueda de radio r, solidaria al eje motor, está abrazada por las zapatas regulables de un freno. Un brazo de longitud R, conectado firmemente al freno, puede moverse a discreción dentro de un cierto ángulo, y lleva, pendiente de su extremo libre, un peso F. Cuando el eje motor gira, el rozamiento de la rueda con las zapatas del freno genera un momento que tiende a hacer girar el brazo, el cual es mantenido en equilibrio por dicho freno, a causa del peso aplicado en el extremo de aquél.

Un punto cualquiera situado en la periferia de la rueda unida al eje motor realiza, durante cada revolución de éste, un recorrido igual a $2 \pi r$ (fig. 63), y, así, el trabajo de la fuerza tangencial de rozamiento f viene dado por

$$2 \pi r f.$$

Pero el producto $r f$ no es sino el momento aplicado al freno del eje motor, momento que, como hemos advertido, está equilibrado por el correspondiente a $R F$, producido por el peso colocado en la extremidad del brazo.

Por tanto, el trabajo absorbido por el freno en cada revolución del eje motor vale:

$$2 \pi R F,$$

y la potencia efectiva:

$$N_e = 2\pi\ R\ F\ n,$$

si indicamos con n el número de revoluciones del motor en la unidad de tiempo.

Expresando n en revoluciones por minuto; F, en kilogramos, y R, en metros, la potencia efectiva en caballos vapor vendrá dada por

$$N_e = \frac{2\ \pi\ R\ F\ n}{75 \times 60} = \frac{2\ \pi}{4500}\ R\ F\ n.$$

En la práctica se elige, para simplificar el cálculo, la longitud R del brazo de modo que su valor multiplicado por la constante $\frac{2\ \pi}{4500}$ resulte un número redondo.

El producto $R\ F$, llamado **par motor,** se expresa en kgm y significa el momento de torsión del eje cigüeñal.

El par motor representa la capacidad del motor para producir trabajo, mientras que la potencia es la medida de la cantidad de trabajo realizado por el motor en un determinado tiempo. Refiriéndonos, por ejemplo, a un vehículo, el par define la capacidad de transportar la carga, y la potencia se desarrolla durante el transporte de la misma.

VII. 3. Potencia absorbida por las resistencias pasivas y rendimiento mecánico

La potencia absorbida es la diferencia entre las potencias indicadas y la efectiva:

$$N_p = N_i - {}_e.$$

Esta potencia es utilizada para vencer los rozamientos entre las partes mecánicas en movimiento, para efectuar el trabajo de bombeo del fluido y para accionar los varios grupos accesorios, como la bomba de agua, de aceite, etc.

Dada la diversidad de causas de las pérdidas por rozamiento y las alteraciones de su valor al variar las condiciones de funcionamiento del motor, la potencia absorbida por rozamiento es difícil de medir con exactitud. Puede obtenerse el valor total midiendo la potencia efectiva, calculando la potencia indicada del ciclo indicado y restando la primera de la segunda, pero el procedimiento es largo y complejo. Resulta más práctico y conveniente este otro: Se mide la potencia efectiva con un freno dinamométrico, después se suprime el encendido en el motor y se usa el dinamómetro para arrastrarlo en las condiciones más próximas a las precedentes.

La potencia desarrollada por el freno dinamométrico usado como motor eléctrico es la potencia perdida en rozamiento.

Este procedimiento da origen a ciertos errores, pero los efectos que ellos causan en un sentido son contrarrestados por los que producen en sentido opuesto. Se emplea corrientemente en la industria.

Conociendo la potencia indicada y la efectiva, se puede obtener el **rendimiento mecánico** u **orgánico** η_m del motor:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i},$$

que es un índice de la importancia de la potencia perdida en las resistencias pasivas.

Para los grandes motores lentos y de varios cilindros no es aplicable la medida directa de la potencia absorbida por las resistencia pasivas, y se sigue el método siguiente. Se mide, primero, la potencia N_e normal y, después, la N_e', que se obtiene eliminando la combustión en uno de los cilindros. Como las pérdidas mecánicas permanecen prácticamente constantes, la diferencia $N_e - N_e'$ nos da la potencia indicada del cilindro que se ha excluido.

Llamando i al número de cilindros, tenemos:

$$N_i = i\ (N_e - N_e');$$

por lo cual, el valor de la potencia absorbida resulta:

$$N_i - N_e = i\ (N_e - N_e') - N_e.$$

En consecuencia, el rendimiento mecánico vale:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{N_e}{i\ (N_e - N_e')}$$

Este método no proporciona resultados muy precisos, pues, como se puede deducir de la fórmula obtenida, para limitar el error de valoración del rendimiento al 2 % sería necesario que el error en la lectura de la potencia no superase, aproximadamente, el 3 %.

La experiencia enseña que la pérdida de potencia ocasionada por los rozamientos es, en parte, proporcional a la velocidad de rotación del motor y, para la parte remanente, aproximadamente proporcional al cuadrado de dicha velocidad.

La pérdida en el trabajo de bombeo depende de las acciones de paso de conductos y válvulas. La pérdida debida a los razonamientos depende de la naturaleza y de la magnitud de la superficie de los cojinetes, del tipo de lubricante, del huelgo existente entre las partes en movimiento, etc.

De la potencia total perdida (en condiciones de plena carga), aproximadamente un 60 % es debida al rozamiento del pistón y del cojinete de biela; un 25 %, al bombeo, y el resto, a los rozamientos de los otros cojinetes y al accionamiento de los órganos accesorios.

El valor del rendimiento mecánico total η_m con el máximo par varía de 0,8 a 0,9. En general, para un motor de automóvil que tiene a plena carga un rendimiento mecánico de $\eta_m = 0{,}8$, éste resulta igual a 0,55 cuando el par disminuye a un 30 % de su valor máximo.

Cuando la potencia efectiva es cero, se anula también el rendimiento mecánico, puesto que toda la potencia suministrada por el motor se consume en las resistencias pasivas. Para cada grado de admisión del fluido se establece un régimen de revoluciones tal (marcha en vacío), que la potencia absorbida por los rozamientos está en equilibrio con la potencia indicada; en tal caso, el motor consigue tan sólo moverse a sí mismo.

VII. 4. Presión media efectiva

La presión media indicada puede ser concebida como la suma de dos presiones medias hipotéticas, a saber: la presión media p_p, necesaria para vencer las resistencias pasivas, y la p_e, productora del trabajo efectivo del motor.

Este concepto viene claramente expresado en forma matemática si nos referimos a la expresión del rendimiento mecánico $\eta_m = \dfrac{N_e}{N_i}$.

En efecto, se puede escribir:

$$N_e = N_i \ \eta_m = \frac{V \ p_i \ n}{225 \ h} \ \eta_m$$

y haciendo $p_i \cdot \eta_m = p_e$:

$$N_e = \frac{V \ p_e \ n}{225 \ h}.$$

La p_e llamada **presión media efectiva** (p.m.e.), resulta muy útil para comparar los motores y establecer sus límites de utilización (véase Tabla VII). Su valor, obtenido de la fórmula precedente, es:

para motores de 4 tiempos:

$$p_e = \frac{900 \ N_e}{V \ n} \ ;$$

y para motores de 2 tiempos:

$$p_e = \frac{450 \ N_e}{V \ n} \ .$$

De cuanto precede resulta que la potencia efectiva es una función lineal de la cilindrada, del número de revoluciones y de la p.m.e. Mientras la cilindrada es un simple valor geométrico, los otros dos factores varían con respecto a las características del proyecto.

TABLA VII

Valores normales de las relaciones de compresión y presiones medias efectivas de diversos combustibles

Combustibles			Relación de compresión	p_e máx.
Carburante para automóviles		normal	6,5 ÷ 8	7,5 ÷ 8,5
		super	8,5 ÷ 10,5	8,5 ÷ 11
Carburante especial aviación		motor normal	6 ÷ 10,5	8 ÷ 10
		motor sobrealimentado	6 ÷ 7,5	10 ÷ 18
Gas			8 ÷ 10	6,5 ÷ 8,5
Gasoil	Motor 4 T.	Inyección directa	14 ÷ 19	6 ÷ 10
		Inyección directa sobrealiment.	14 ÷ 19	9 ÷ 12
		Cámara de turbulencia	15 ÷ 22	6 ÷ 9
		Cámara de turbulencia sobreal.	15 ÷ 22	9 ÷ 12
		Precámara	15 ÷ 22	6 ÷ 12
	Motor 2 T.	Inyección directa	16 ÷ 22	6,5 ÷ 8,5
		Precámara	20 ÷ 22	5,5 ÷ 7

Los valores más elevados se refieren, sólo en el caso de motores de ciclo Otto a cámaras de mayor rendimiento.

VII. 5. Rendimientos

Consideramos oportuno resumir los diversos conceptos de rendimiento. El **rendimiento termodinámico** η_t es la relación entre el trabajo indicado, medido por el área del ciclo indicado, y el equivalente en trabajo del calor gastado para obtenerlo. Equivale al producto de dos rendimientos: el rendimiento térmico ideal y el rendimiento indicado.

El *rendimiento térmico ideal* η_ε es la relación entre el trabajo medio por el área del ciclo ideal y el equivalente en trabajo del calor introducido en el ciclo.

Como sabemos, el rendimiento térmico de los ciclos ideales es el siguiente:

para el ciclo Otto:

$$\eta_\varepsilon = 1 - \frac{1}{\rho^{k-1}} \; ;$$

para el ciclo Diesel:

$$\eta_\varepsilon = 1 - \frac{1}{\rho^{k-1}} \; \frac{\tau'^k - 1}{k\,(\tau' - 1)}$$

El *rendimiento indicado* η_i es la relación entre el área del ciclo indicado y la del ciclo ideal; tiene en cuenta la diferencia entre el

ciclo ideal y el práctico examinado en los párrafos IV. 2, 3, y depende, en gran parte, de la calidad termodinámica de la cámara de combustión (forma y disposición de las válvulas, de la bujía o del inyector).

El **rendimiento mecánico** η_m es la relación entre el trabajo útil medido sobre el eje motor y el trabajo indicado. Tiene en cuenta el trabajo absorbido por los rozamientos de los órganos del manovelismo (pistón, aros, perno) y de los órganos auxiliares propios del motor, así como el trabajo absorbido por el bombeo (aspiración y escape). Entendemos por órganos auxiliares: el accionamiento de la distribución, la bomba de aceite para lubricación, la de agua para refrigeración, la de aire para barrido, etc. El rendimiento mecánico empeora no sólo al aumentar la velocidad media del pistón y, caso de ser ésta igual, cuando disminuye la carga, sino, además, al menguar la cilindrada unitaria de cada cilindro. El rendimiento mecánico está normalmente comprendido entre 0,80 y 0,90; como es natural, los valores más bajos se refieren a los motores veloces y de pequeña cilindrada.

El **rendimiento total** de un motor es la relación entre el trabajo útil en el eje motor y el equivalente a la energía calorífica del combustible consumido; por tanto, es igual al producto del rendimiento termodinámico por el mecánico:

$$\eta_i = \eta_t \ \eta_m.$$

Sabemos que la potencia de un caballo de vapor (CV) es igual a 75 kgm/seg; luego, el caballo vapor-hora (CVh) equivale a $75 \times 3600 = 270000$ kgm. Si designamos por c_s el consumo específico, es decir, el consumo en gramos por caballo de vapor-hora (g/CVh) del motor, y por H_i el poder calorífico inferior del combustible en Ca/kg, el trabajo equivalente al consumo de combustible por CVh es dado en kgm por

$$c_s \frac{H_i}{1000} \ 427;$$

y el rendimiento total resulta:

$$\eta = \frac{270.000 \times 1.000}{c_s \ H_i \ 427} = \frac{632.000}{c_s \ H_i}.$$

El **rendimiento volumétrico** η_v es la relación entre el peso P_e del aire efectivamente introducido por ciclo en el cilindro y el peso P_t de una carga completa, es decir, de un volumen de aire igual al volumen del cilindro, en las condiciones atmosféricas de 15° C y 760 mm de Hg:

$$\eta_v = \frac{P_e}{P_t}.$$

El rendimiento volumétrico es función de la velocidad media de la mezcla o del aire a través del difusor del carburador, los conductos

de aspiración y las válvulas. Su valor máximo oscila entre 0,70 y 0,85, según el tipo de motor.

EJEMPLO. — *Calcular el rendimiento total de un motor Diesel cuyo consumo específico medio es de 200 gr/CV-h, empleando un gasoil con un poder calorífico $H_i = 10500$ Ca/kg.*

El valor del rendimiento total es dado por

$$\eta = \frac{632.000}{c_s \cdot H_i} = \frac{632.000}{200 \times 10.500} = 0{,}301.$$

VII. 6. Balance térmico

Después de lo expuesto aparece claro que sólo una pequeña parte de la energía calorífica del combustible quemado en un motor se transforma en energía mecánica. El resto se dispersa de diversas formas: *el agua de refrigeración,* por medio del radiador, se lleva un buen tanto por ciento; los *gases de escape,* que salen a elevada temperatura, absorben un tanto por ciento aún mayor; las *mismas partes del motor* transmiten el resto al aire ambiente por *radiación.* La cantidad de calor equivalente al trabajo efectuado para vencer las resistencias pasivas es, por tanto, absorbido a través de estas tres principales vías de dispersión.

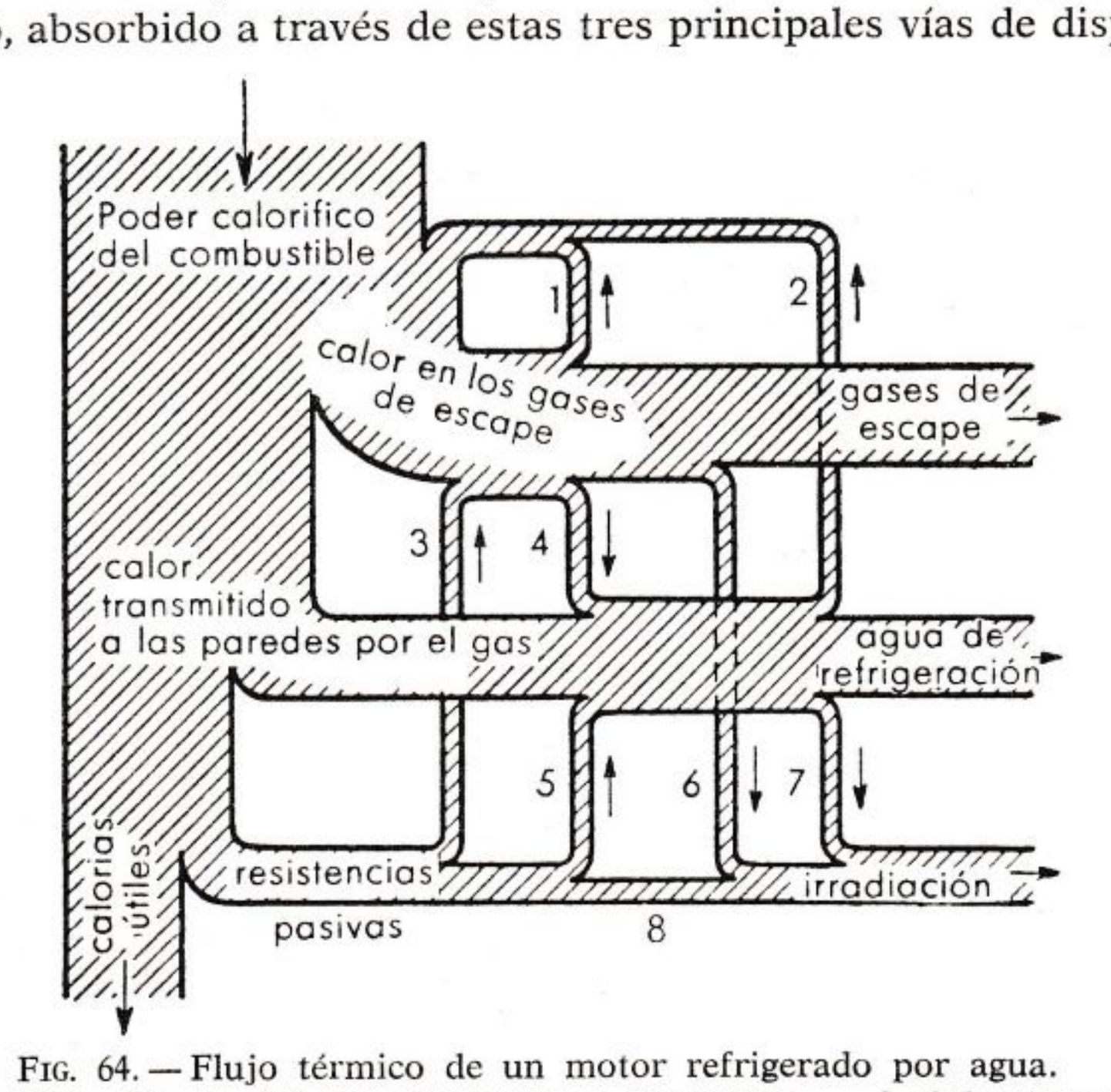


FIG. 64. — Flujo térmico de un motor refrigerado por agua.

1, Calor recibido del gas del espacio neutro y del escape. — 2, Calor transmitido a la mezcla aire-combustible por las paredes calientes. — 3, Calor de rozamiento transmitido a los gases de escape. — 4, Calor transmitido por los gases de escape al medio refrigerante. — 5, Calor de rozamiento transmitido al medio refrigerante. — 6, Calor radiado por el conducto de escape. — 7, Calor radiado por los conductos del agua de refrigeración. — 8, Calor radiado por las partes del motor no refrigeradas.

En la figura 64 está representado en detalle cómo se subdivide el flujo térmico en un motor de combustión interna refrigerado por agua.

La valoración del tanto por ciento de calor perdido se efectúa en las salas de prueba con métodos bastante simples, y en relación a los resultados obtenidos se registra el llamado *balance térmico.*

FIG. 65. — Balance térmico de un motor de 4 tiempos para automóvil.

La figura 65 representa en forma significativa el balance térmico de un motor de automóvil de características medias; en las figuras 66 y 67 se muestran, respectivamente, los de un motor de carburación de 4 tiem-

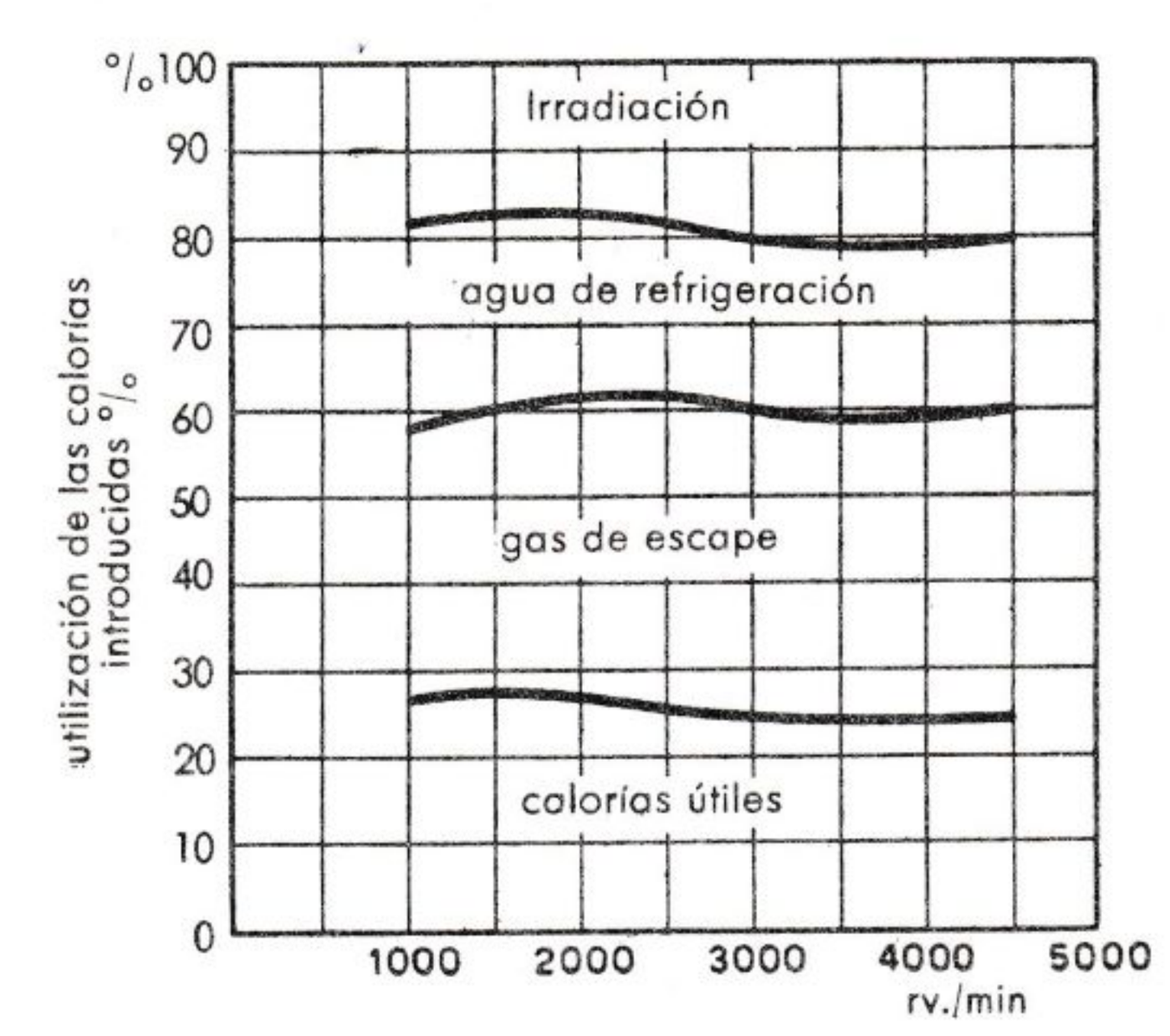


FIG. 66. — Balance térmico de un motor de carburación de 4 tiempos para automóvil.

pos para automóvil y el de un motor Diesel veloz de 4 tiempos, ambos trazados en función de las revoluciones del motor; en la figura 68, el balance térmico medio de un motor Diesel lento.

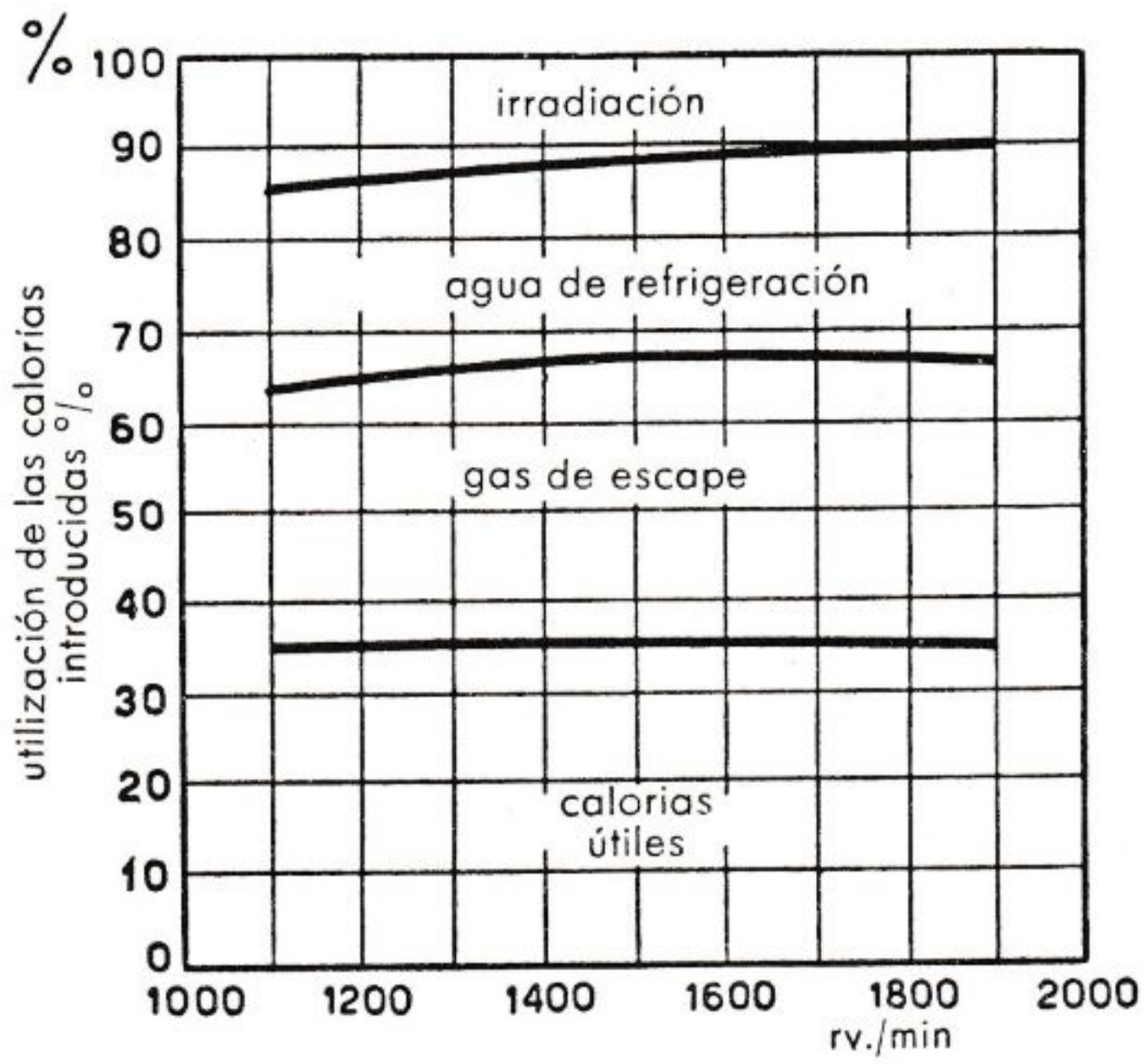


FIG. 67. — Balance térmico de un motor Diesel rápido, de 4 tiempos.

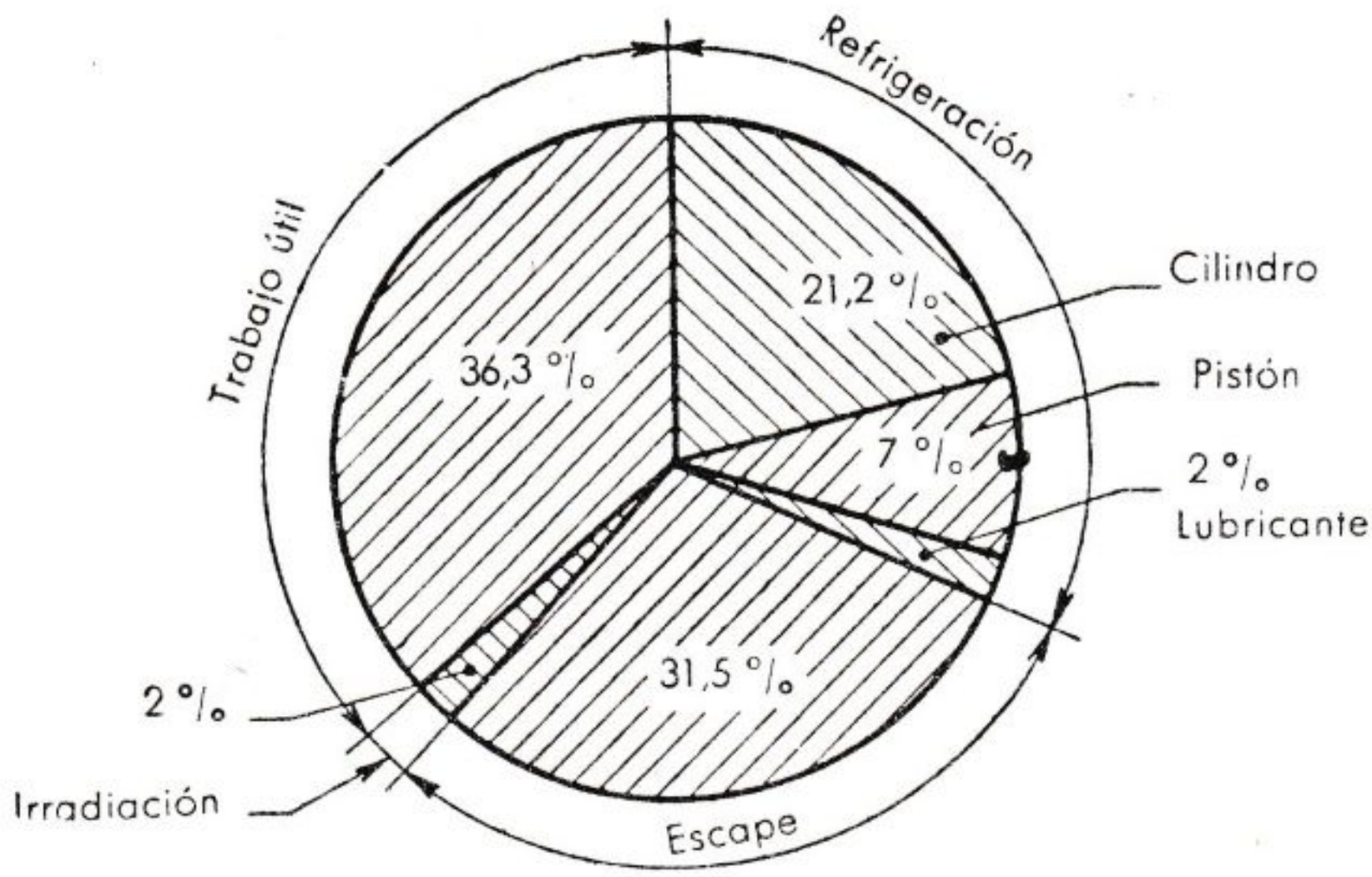


FIG. 68. — Balance térmico de un motor Diesel lento, de 2 tiempos.

CAPÍTULO VIII

LA REFRIGERACIÓN

VIII. 1. Objeto de la refrigeración

La combustión regular produce en los motores alternativos temperaturas máximas comprendidas entre 1700 y 2500° C. Una parte del calor producido es absorbido por las paredes del cilindro y del pistón, por la culata y por las válvulas. Si estas partes no están debidamente refrigeradas, pueden alcanzar temperaturas tan elevadas como para producir daños que perjudicarían completamente el funcionamiento del motor. A título de orientación, indicamos los límites entre los cuales deben ser mantenidas estas temperaturas.

Paredes del cilindro. La temperatura máxima admisible para las paredes internas del cilindro es del orden de 150 ÷ 200° C. A temperaturas superiores sobrevienen cambios en el estado químico y físico del aceite lubricante que pueden provocar desgastes anormales, formación excesiva de depósitos carbonosos, adhesión de los aros, agarrotamiento, etc.

Pistón. La temperatura en el punto más caliente, es decir, en el centro de la parte superior, puede alcanzar 300° C. La refrigeración en la mayor parte de los casos se verifica por conducción del calor a las paredes del cilindro y de éstas al fluido refrigerante. Un excesivo calentamiento del pistón reduce su resistencia mecánica, especialmente si está construido en aleación ligera.

Paredes de la cámara de combustión. La temperatura en la superficie interna es del orden de 250° C. Dentro de este límite se puede asegurar una eficaz disipación del calor en el asiento de las válvulas y de la bujía, así como un correcto desarrollo del ciclo térmico del motor. Es importante mantener una cierta uniformidad de temperatura para evitar la formación de puntos calientes que pueden originar determinadas anomalías de funcionamiento (preencendido y detonación).

Válvula de escape. Con los materiales normalmente empleados, la temperatura máxima admisible es de 700 a 750° C; a temperatura superior, la resistencia mecánica y a la corrosión se reducen de manera

notable. La refrigeración se efectúa únicamente por conducción de la válvula al asiento y a la guía, y de ésta al refrigerante. No se plantea este problema en la válvula de aspiración, por estar refrigerada por el aire o mezcla entrante. El sistema de refrigeración debe producir un enfriamiento suficiente, pero no excesivo. En los motores de carburación, si la temperatura no alcanza un cierto valor el combustible no se vaporiza lo bastante, y la mezcla no es homogénea; como consecuencia, la combustión no se efectúa con regularidad y puede ocurrir que el combustible líquido pase entre la camisa y el pistón diluyendo el aceite del cárter. Además, a baja temperatura, el aceite es más viscoso y, por consiguiente, resulta mayor el rozamiento. Se ha comprobado también que el desgaste máximo del cilindro sobreviene cuando sus paredes están a temperatura más bien baja.

Del balance térmico resulta que el calor disipado por el sistema de refrigeración varía del 20 al 30 % del calor total desarrollado en la combustión y, según el proyecto, está en correlativa interdependencia con las dimensiones y las condiciones de utilización del motor.

VIII. 2. Cálculo de la cantidad de calor que se ha de disipar

El problema consiste en transmitir el calor de los gases al fluido refrigerante, que en general es agua o aire, a través de una pared metálica.

El calor pasa por convección de los gases a las paredes metálicas; por conducción, a través de ésta, y otra vez por convección, al fluido refrigerante. La cantidad de calor que pasa a través de las paredes metálicas está en razón directa del área correspondiente, de la diferencia de temperatura entre las dos superficies y de la conductividad del metal, y es, en cambio, inversamente proporcional a la longitud del recorrido, es decir, al espesor de la pared.

La resistencia que oponen las paredes metálicas al paso del calor es despreciable con respecto a la correspondiente de las superficies de contacto con el gas de combustión y con el fluido refrigerante.

La transmisión del calor de un gas a una pared se puede expresar por la fórmula

$$Q = k \; \Delta T \; S_i$$

donde:

Q es el calor transmitido (Ca/h); ΔT, la diferencia de temperatura entre el gas y paredes (°C); S_i, el área de la superficie de transmisión (m^2), y k, el coeficiente de transmisión del calor (Ca/m^2 °C-h).

En el motor alternativo, estas tres magnitudes varían continuamente durante el ciclo, y, además, k y ΔT cambian no sólo en el tiempo, sino en cada punto. Se simplifica mucho el problema si se tiene en

cuenta que con motores que funcionan en régimen constante: *a)* las tres magnitudes varían en el tiempo con ley periódica, con período igual al ciclo del motor, esto es, según una ley de variación que se repite idénticamente para cada ciclo; *b)* en la totalidad de la superficie de transmisión se pueden separar zonas bastante definidas para las cuales podemos suponer uniformes los parámetros ΔT y k. Para simplificar el cálculo práctico, se procede del siguiente modo:

Se divide la superficie total de transmisión en zonas, ΔS_i, en las cuales podemos considerar constantes para todos los puntos los valores instantáneos de ΔT y k.

Se introducen después, para las varias zonas así determinadas, los valores medios constantes en el tiempo, de los saltos de temperatura ΔT_m y de los coeficientes de transmisión k_m. Tales valores resultan, así, definidos e invariables para cada una de las zonas en examen.

Los valores ΔT_m se calculan tomando por base la media de las temperaturas a que están sujetas las diversas zonas.

Los valores de k_m deben ser, por el contrario, determinados experimentalmente: ellos son función de la turbulencia y de la densidad del gas. La turbulencia del gas depende del diseño del motor y de su velocidad angular, por lo que los coeficientes de transmisión del calor dependen también de estos dos factores. Aproximadamente k_m varía en sentido lineal con la velocidad u (mg/seg) del pistón, según la fórmula

$$k_m = k_d \left(1 + \frac{u}{7} \right)$$

donde k_d depende principalmente del diseño del motor y de la posición de las zonas en examen. Además, k_d crece con la carga del motor por el aumento de la densidad media del gas y se puede expresar como función de la presión media indicada que desarrolla el motor (a título de ejemplo, para un motor normal de carburación para automóvil con los cilindros en bloque, el valor de k_d con plena abertura es, aproximadamente, de 220 Ca/m² °C h para la pared de la cámara de combustión, donde la turbulencia y la densidad del gas son máximas, y se reduce alrededor de 175 Ca/m² °C h para la pared del cilindro).

Determinadas las superficies ΔS_i de las zonas en que se ha descompuesto la superficie de transmisión y los correspondientes valores medios ΔT_m y k_m, el calor total que ha de sustraerse resulta:

$$Q = \Sigma \ \Delta S_i \ \Delta T_m \ k_m \qquad \text{Ca/h.}$$

Como conclusión de estas breves consideraciones hacemos notar que el calor que se ha de disipar crece con la carga y con el número de revoluciones, y es mayor para los motores dotados de grandes superficies de transmisión con respecto a su cilindrada.

En la práctica, la cantidad de calor disipada por la refrigeración puede variar de 300 a 800 kilocalorías por caballo y por hora. El máximo de estos valores corresponde aproximadamente al 20-30 % del calor total

desarrollado en la combustión y depende del diseño, de las dimensiones y de las condiciones de utilización del motor.

La sustracción del calor se efectúa por medio de un fluido líquido (generalmente agua) o bien gaseoso (aire), que lame las paredes que se han de refrigerar. Esta distinción define dos clases de motores, a saber: *motores refrigerados por agua* (o líquido) y *motores refrigerados por aire.*

EJEMPLO. — *Calcular las Ca/h que se disiparán en un motor de autotracción de 4 cilindros y de carburación refrigerada por agua, con diámetro de 75 mm y carrera de 82 mm (cilindrada total, 1.450 cm³), con válvulas en cabeza y una relación de compresión de 7.*

La superficie total de transmisión puede ser dividida en tres zonas:

1.ª zona: ΔS_{i1} (o zona de culata), que comprende la superficie de las paredes de la cámara de combustión.

2.ª zona: ΔS_{i2} (o zona del cilindro), formada por la superficie interna del cilindro.

3.ª zona: ΔS_{i3} (o zona de escape), la cual representa la superficie de las partes correspondientes a los conductos de escape que están en contacto con el agua de refrigeración.

En el caso del presente ejemplo son, en total para los 4 cilindros:

$$\Delta S_{i1} = 62{,}5 \times 4 \text{ cm}^2 = 250 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$
$$\Delta S_{i2} = \pi \times 7{,}5 \times 8{,}2 \times 4 \text{ cm}^2 = 772 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$
$$\Delta S_{i3} = 80 \times 4 \text{ cm}^2 = 320 \times 10^{-4} \text{ m}^2.$$

Para el tipo de motor y ciclo en examen, con plena carga, se pueden elegir los siguientes valores para las tres zonas:

$$\Delta T_{m1} = 590^\circ \text{ C} \qquad k_{d1} = 220 \text{ Ca/m}^2 \,^\circ \text{C h}$$
$$\Delta T_{m2} = 220^\circ \text{ C} \qquad k_{d2} = 175 \text{ Ca/m}^2 \,^\circ \text{C h}$$
$$\Delta T_{m3} = 220^\circ \text{ C} \qquad k_{d3} = 265 \text{ Ca/m}^2 \,^\circ \text{C h}.$$

Por tanto, tendremos:

$$Q = \left(1 + \frac{u}{7}\right) \left[k_{d1} \ \Delta T_{m1} \ \Delta S_{i1} + k_{d2} \ \Delta T_{m2} \ \Delta S_{i2} + k_{d3} \ \Delta T_{m3} \ \Delta S_{i3}\right]$$

y siendo

$$u = \frac{82 \ n}{30} \ 10^{-3} \text{ m/s},$$

$$Q = \left(1 + \frac{n}{2560}\right) \left[220 \times 590 \times 250 + 175 \times 220 \times 772 + 265 \times 220 \times 320\right] 10^{-4} =$$

$$= \quad 1 + \frac{n}{2560} \quad 8083 \text{ Ca/h}.$$

A 4000 r.p.m. del motor será:

$$Q = 2{,}561 \cdot 8083 \approx 20700 \text{ Ca/h}.$$

A 2000 r.p.m.:

$$Q = 1{,}78 \cdot 8083 \approx 14390 \text{ Ca/h}.$$

VIII. 3. Refrigeración por agua. Sistemas usados

El caudal de agua necesario para la refrigeración se expresa en litros por segundo mediante la fórmula

$$G = \frac{Q}{\Delta T \; 3600},$$

en la cual, Q representa las calorías que se han de disipar por hora, y ΔT es el salto de temperatura deseado entre la salida y la entrada del agua.

De ordinario, el agua entra en el motor por la parte baja del cilindro y *debe salir por la parte más alta,* a fin de evitar la posible formación de bolsas de vapor en zonas que resultarían así deficientemente refrigeradas.

El agua que se usa para la refrigeración puede ser *consumida,* o bien *parcial o totalmente recuperada,* según las condiciones de empleo, disponibilidad y tipo de instalación.

El *sistema de agua consumida* es característico de las instalaciones fijas y marinas, donde se dispone de una gran cantidad de agua.

Para los motores marinos la refrigeración directa con agua del mar es, evidentemente, la más sencilla y económica desde el punto de vista del costo inicial, pero requiere cierto entretenimiento para impedir que se formen, sobre todo en las partes más calientes y donde la circulación es más lenta, depósitos de sales de calcio y de magnesio en forma de incrustaciones que implican una pésima capacidad de transmisión del calor. El agua del mar es causa de corrosiones y oxidaciones en las paredes metálicas, motivo por el cual se emplea muy a menudo en los motores marinos la refrigeración con agua dulce (sistema de recuperación total).

El *sistema de recuperación parcial* es ampliamente adoptado en instalaciones fijas.

La refrigeración del agua se obtiene aprovechando el calor de vaporización de una parte de la misma, es decir, procurando que dicha parte se lleve, al evaporarse, el calor sustraído a la cantidad de agua que permanece en estado líquido. Ello se realiza haciendo caer en forma de lluvia el agua de refrigeración desde la parte alta de una torre bien proveída de materiales que presenten mucha superficie (ramajes, ladrillos, huecos, cantos rodados, etcétera) y provista de una circulación de aire, natural o forzada, desde abajo hacia arriba; por la parte baja de la torre se recoge el agua refrigerada, la cual ha de ser aumentada en la cantidad equivalente a la pérdida por evaporación. Es posible efectuar un cálculo bastante preciso para determinar la cantidad de agua consumida a pesar de la indeterminación de algunos elementos, como, por ejemplo, la temperatura del aire húmedo que sale por la parte alta de la torre; se considera que el consumo medio no debe exceder de 1 kg de agua por CVh.

En el *sistema de recuperación total* el agua circula en ciclo cerrado pasando del motor a uno o más intercambiadores de calor (radiadores), donde se refrigera cediendo calor al aire (figs. 70 y 75) o a otra agua de peores características. En la figura 69 se ilustra un esquema de refrigeración donde el agua salobre es enviada primero al enfriador de aceite, luego al de agua dulce y, de éste, otra vez al mar. La circulación del agua, necesaria para transferir el calor del motor al enfriador, puede conseguirse por medio de una bomba, o bien aprovechando la diferencia de densidad media entre el agua del motor y la del enfriador. En el primer caso se realiza la **circulación forzada** y, en el segundo, **la circulación por termosifón.**

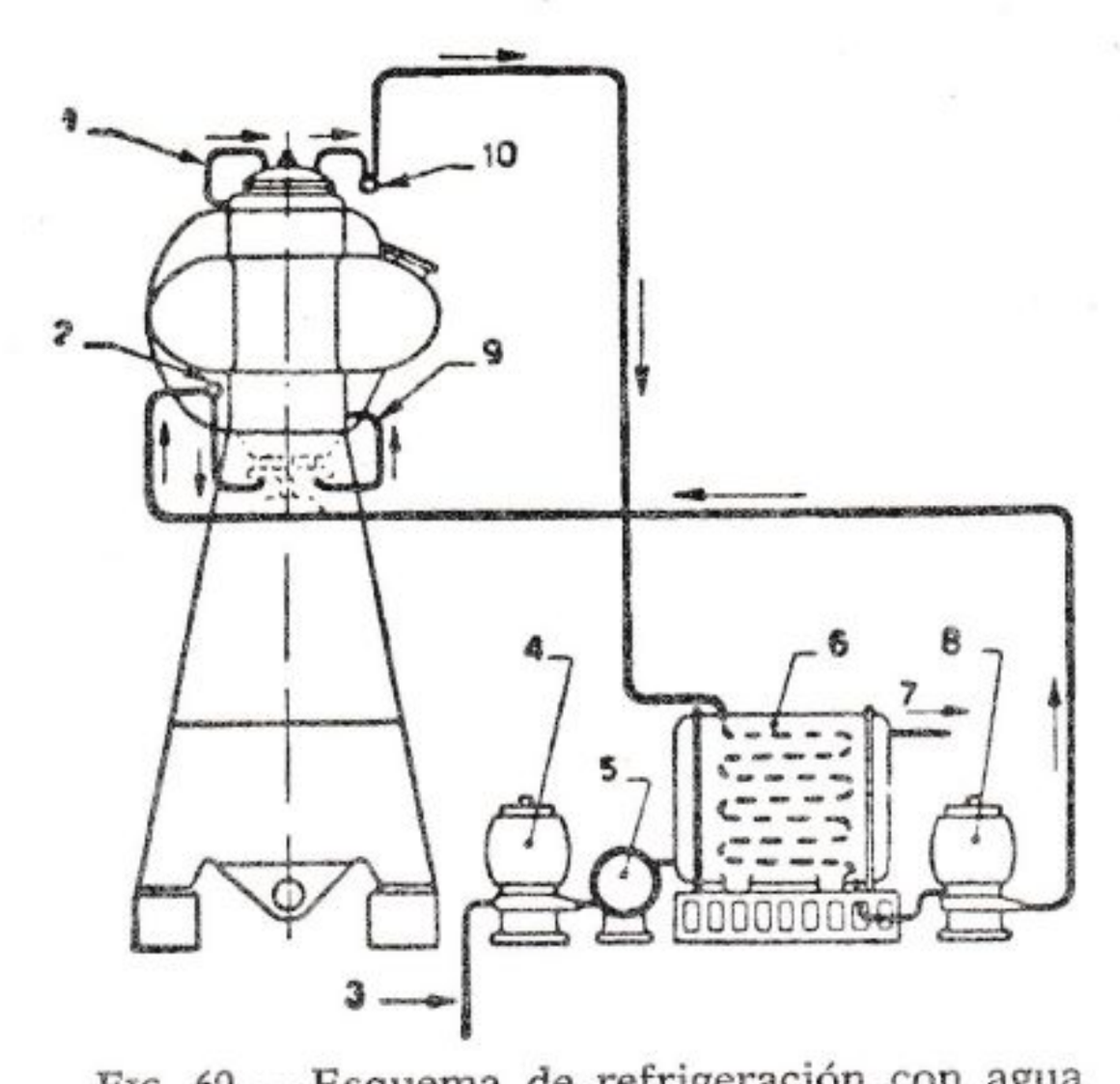


FIG. 69. — Esquema de refrigeración con agua dulce, para un motor marino.

1. Tubo de comunicación entre cilindro y culata. — 2. Colector de llegada. — 3. Aspiración agua del mar. 4. Bomba para agua del mar. — 5. Enfriador de aceite. — 6. Enfriador de agua. — 7. Descarga agua del mar. — 8. Bomba de agua dulce. — 9. Tubo de comunicación entre culata inferior y cilindro. — 10. Colector de salida.

VIII. 4. Circulación forzada

Es el sistema más generalizado de refrigeración. En los autovehículos, la circulación del líquido se efectúa de manera que el salto de temperatura a través del radiador, es decir, la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida, no supere los 5 a 10° C.

La posibilidad de mantener bajo este salto constituye una de las mayores ventajas del sistema de refrigeración por circulación forzada. En efecto, para una determinada temperatura del agua en el motor, cuanto menor sea el descenso de temperatura en el radiador, y cuanto mayores sean la temperatura media del paquete radiante y la diferencia de temperatura entre éste y el aire ambiente, tanto mayor resulta la cantidad de calor disipada en el radiador por unidad de tiempo y superficie.

En resumen, con el sistema de circulación forzada se recurre a un órgano que activa la circulación del agua, con objeto de poder reducir las dimensiones y el peso del radiador. A través de los conductos circu-

la el agua a una velocidad de 2 a 3 m/seg, y, en general, se adoptan valores inferiores para los motores pequeños.

EJEMPLO. — *Calcúlese el caudal de agua necesario en el caso del motor del ejemplo del párrafo VIII.2, funcionando con plena carga a 4.000 r.p.m., si se quiere que el salto de temperatura en el radiados sea de 5° C. Averígüese, además, los diámetros de los conductos de unión con el radiador.*

Tendremos:

Calorías que se han de sustraer: $Q = 20700$ Ca/h.

$$\text{Caudal de agua:} \quad G = \sim \frac{20700}{5 \cdot 3600} = \sim 1{,}15 \text{ l/seg.}$$

Fijando una velocidad v de 2 m/seg para el agua, el área de la sección del conducto será:

$$A_c = \frac{G}{v} = \frac{1{,}15}{2} \cdot 10 = 5{,}75 \text{ cm}^2;$$

y el diámetro:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 5{,}75}{3{,}14}} = \sim 2{,}7 \text{ cm.}$$

VIII. 5. Circulación por termosifón

En la circulación por termosifón (fig. 70), el movimiento del agua se produce por la diferencia entre los pesos específicos de la misma en las diversas zonas del circuito de refrigeración.

Con objeto de que se establezca una circulación en el sentido *A B C D*, es necesario que la densidad media de la columna de agua de altura h sea, en la parte del motor, inferior a la densidad media de la columna de igual altura de la parte del radiador.

Si llamamos γ_1 y γ_2, respectivamente, a la densidad media de la columna ascendente y descendente, la preponderancia que genera el movimiento del agua estará dada por

$$H = (\gamma_2 - \gamma_1)\ h.$$

Esta preponderancia es normalmente —por ejemplo, en las instalaciones de automóvil— de pocos milímetros de agua. Para hacer que alcance valores útiles, se dispone el radiador en una cota más alta que el motor, porque así se aumenta el desnivel *A B*, donde la temperatura del agua es la máxima del circuito, y se aumenta también el desnivel *C D*, punto en el cual se obtiene la temperatura mínima del circuito. De este modo, además de aumentar la magnitud h, crece también la diferencia $(\gamma_2 - \gamma_1)$. Para tener un caudal suficiente, a pesar del bajo valor de la preponderancia, es necesario que sean bajas las pérdidas de

carga en el circuito; por tanto, los pasos de agua han de ser amplios, los conductos grandes y cortos y con el menor número posible de curvas.

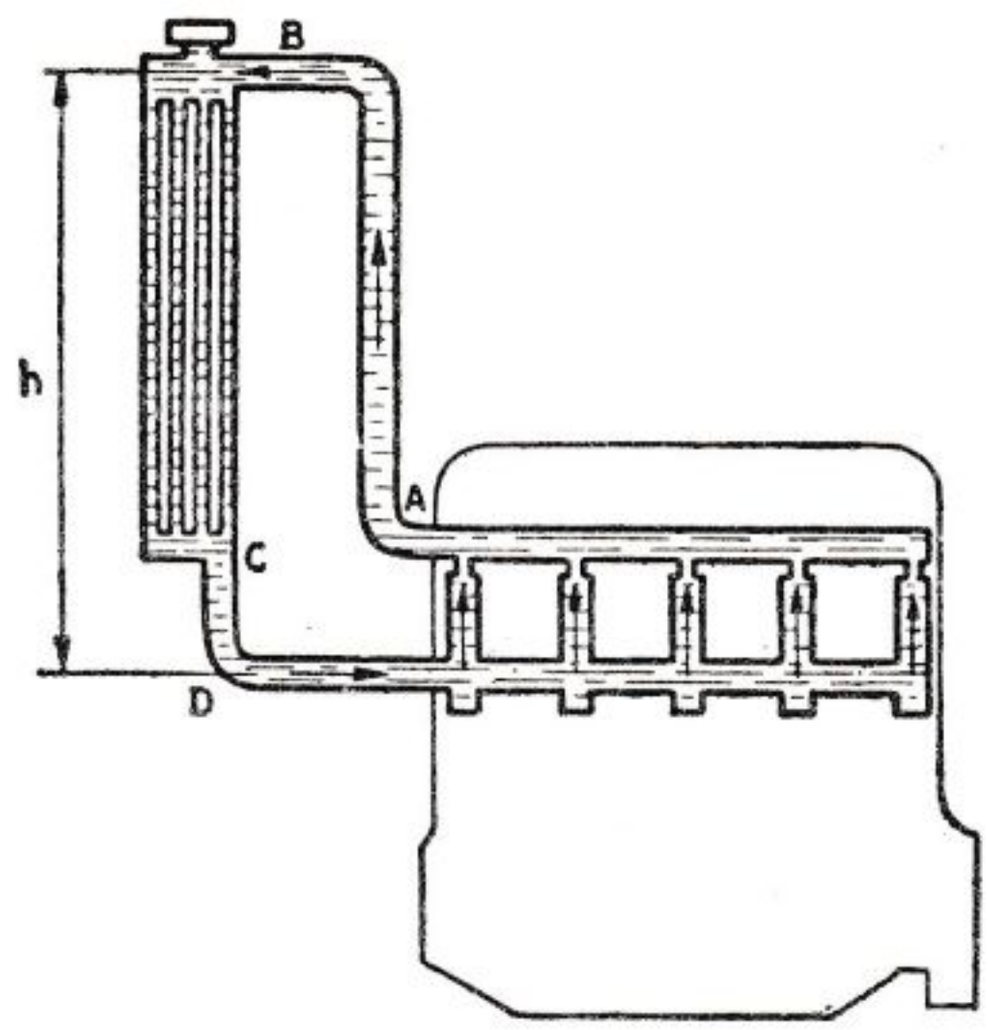


FIG. 70. — Ejemplo de refrigeración con circulación por termosifón.

La diferencia de temperaturas entre la entrada y salida del radiador gira, por lo general, alrededor de los 40° C. La circulación por termosifón es ligeramente autorreguladora en el sentido de que el caudal se acrecienta al aumentar la temperatura de las paredes del cilindro y presenta la ventaja de proseguir durante algún tiempo, incluso después de haber parado el motor. El sistema es sencillo y económico, pero no siempre se puede adoptar, a causa de las grandes dimensiones del paquete radiante. En efecto, dichas dimensiones deben exceder, aproximadamente, en un 25 a 30 % a las que, según norma general, son suficientes para el sistema de circulación forzada.

VIII. 6. Refrigeración por aire

En este sistema de refrigeración, el aire sustrae directamente el calor de las paredes del cilindro y de la culata.

El coeficiente de transmisión del calor entre aire y paredes es muy inferior al coeficiente de transmisión entre agua y pared (aproximadamente de 1 a 100). Por esta razón, a igualdad de carga en el motor, no es posible, con la refrigeración por aire, llevar las paredes del cilindro a la temperatura del motor refrigerado por agua.

La cantidad de calor transmitido de las paredes al aire está dada por una expresión análoga a la indicada anteriormente:

$$Q = k\ \Delta T\ S_e;$$

donde Q es la misma cantidad de calor que los gases ceden a las paredes internas del cilindro en Ca/h; k, el coeficiente de transmisión aire-pared en Ca/m^2 ° Ch; ΔT, la diferencia de temperatura entre aire y paredes, y S_e, la superficie de transmisión externa en m^2.

Los parámetros sobre los que se puede actuar para transmitir esa cantidad de calor son, por tanto, k, T y S_e.

Hemos dicho que el coeficiente de transmisión entre paredes y aire es muy inferior al existente entre paredes y agua; como la diferencia de temperatura ΔT es del mismo orden en los dos casos, en la refrigeración por aire es necesario adoptar superficies de transmisión muy superiores: con este objeto se dotan de aletas las paredes externas del cilindro.

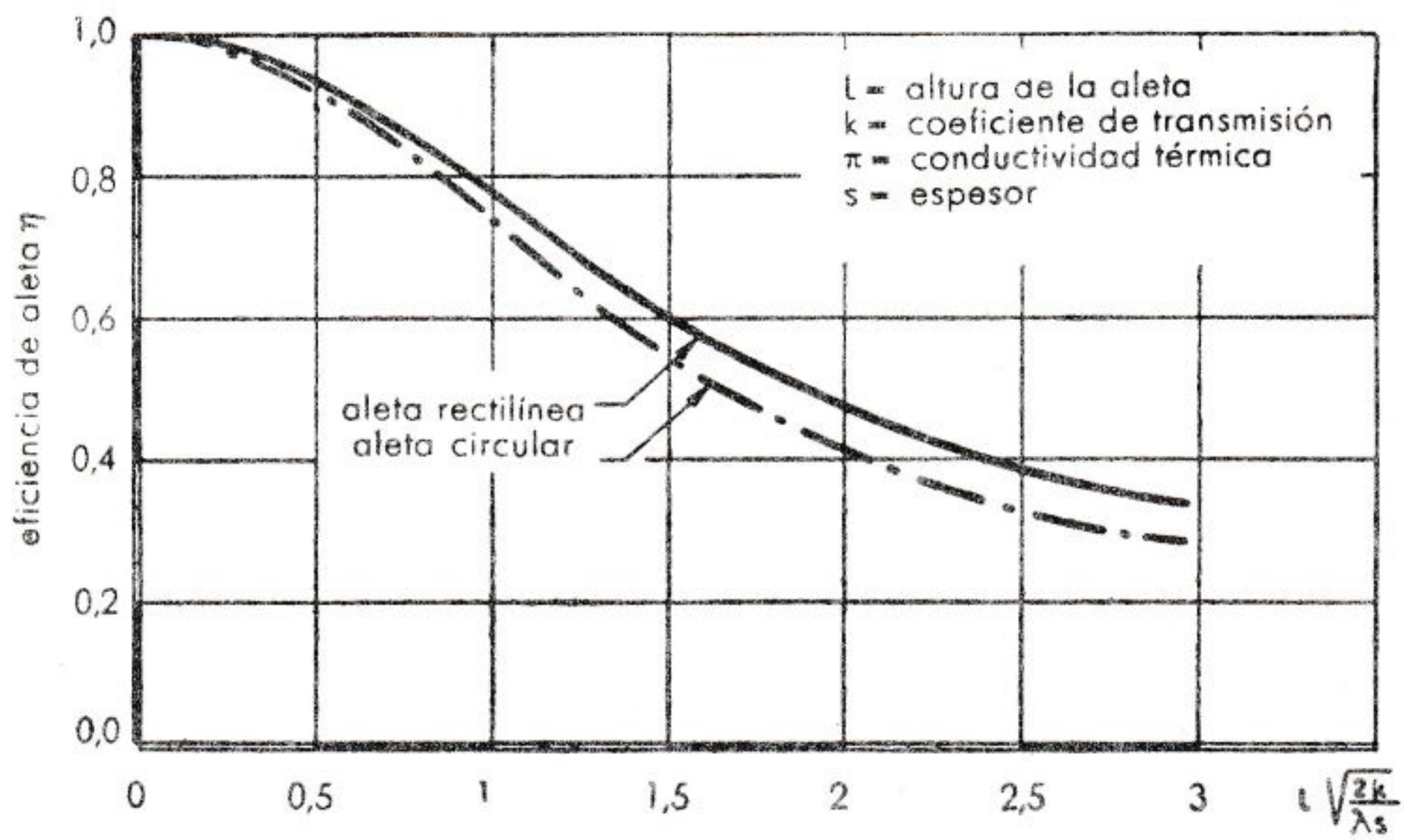


FIG. 71. — Variación de la eficiencia η.

Una vez fijados k y ΔT, es posible determinar el valor S_e de la superficie de transmisión que ha de realizarse con las aletas. Es necesario, sin embargo, tener presente que no toda la superficie de la aleta está a la misma temperatura, sino que disminuye de la base al vértice y, por consiguiente, la cantidad de calor transmitido disminuye también en la misma forma.

Para comodidad de cálculo se define como «eficiencia» η de la aleta la relación entre la cantidad de calor efectivamente transmitido por la aleta y la que transmitiría una superficie igual que se encontrase totalmente sometida a la temperatura de la sección de unión con el cilindro. La superficie que se ha de introducir en el cálculo es $S_e = \eta\ S_{ea}$, S_{ea} es la superficie efectiva de la aleta.

El diagrama de la figura 71 muestra un ejemplo de cómo puede variar la eficiencia η en función del parámetro $l\sqrt{\frac{2\ k}{\lambda\ s}}$, donde: l es la altura de la aleta, en m; k, el coeficiente de transmisión aire-paredes

en Ca/m² °Ch; λ, la conductividad térmica del material de la aleta en Ca/m² ° Ch, y *s*, el espesor de la aleta en m. Como se ve, la eficiencia se incrementa al aumentar el espesor y la conductividad, y dismi-

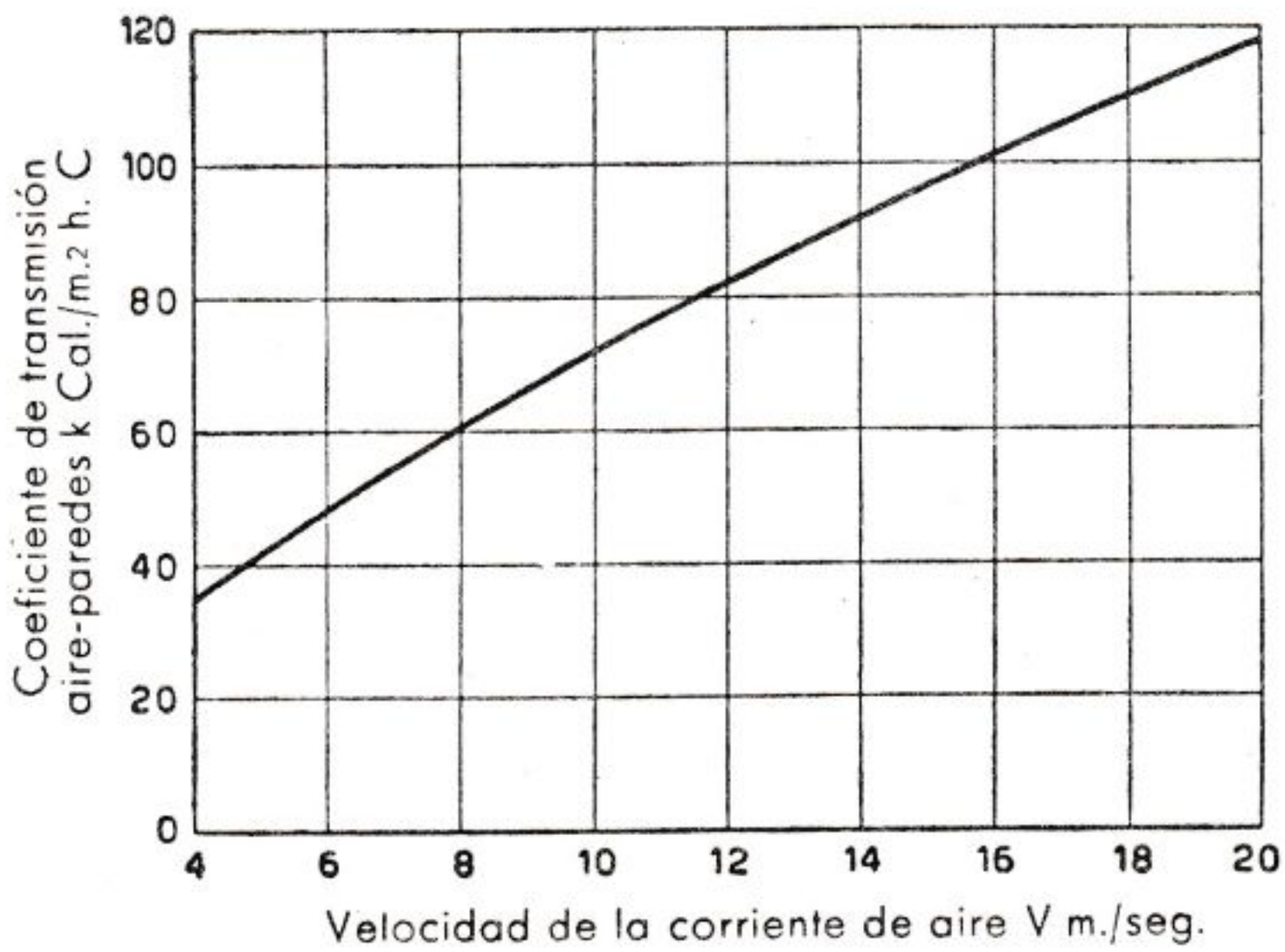


FIG. 72. — Coeficiente de transmisión entre aire y paredes metálicas.

nuye cuando crecen la altura de la aleta y el coeficiente de transmisión entre aire y paredes.

El diagrafa de la figura 72 muestra un ejemplo de cómo puede variar el coeficiente *k* de transmisión entre aire y paredes metálicas, en

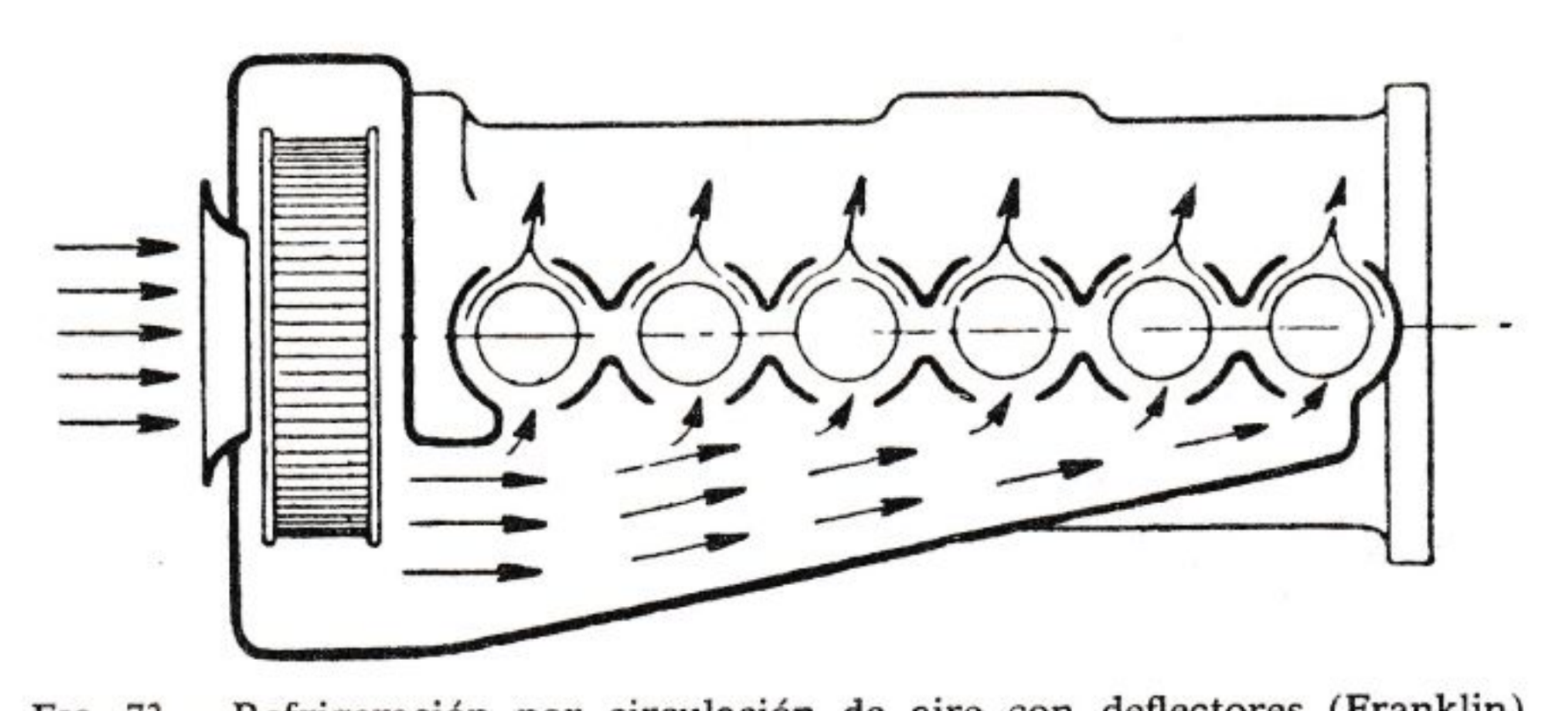


FIG. 73. — Refrigeración por circulación de aire con deflectores (Franklin).

función de la velocidad *V* con la cual lame el aire las paredes. El diagrama es válido para el aire a presión ordinaria y para valores de la temperatura de las paredes a que están normalmente las aletas de los motores refrigerados por aire.

Puede observarse cómo el coeficiente de transmisión aumenta al acelerarse la velocidad de la corriente. Para mantener las dimensiones de la superficie de transmisión entre límites aceptables, es necesario dotar al motor de una eficaz ventilación. En algunos casos (motocicletas y aeroplanos), esta ventilación está asegurada por las condiciones de utilización; en los otros casos, por el contrario, es necesario producir artificialmente la ventilación por medio de ventiladores.

Para mejorar la transmisión del calor se rodean los cilindros con deflectores (fig. 73) diseñados para subdividir y conducir oportunamente el aire, obligándolo a pasar entre las aletas, con lo cual aumentan la velocidad y la turbulencia.

EJEMPLO. — *Determinar el sistema de aletas para un cilindro de 100 mm de diámetro externo y altura de 126 mm, rodeado enteramente por un deflector de tal modo que se disipen 6000 Ca/h con una temperatura del cilindro de 200° C y una temperatura ambiente de 30° C.*

Fijaremos como primera aproximación las dimensiones siguientes para las aletas y para el deflector (fig. 74):

altura de la aleta ..... $l = 40$ mm
espesor de la aleta (constante) ..... $s = 3$ mm
distancia entre las aletas $\delta = 3{,}5$ mm
número de aletas 18
diámetro del deflector .... $d = 190$ mm
conductividad térmica del material del cilindro (Al) $\lambda = 170 \dfrac{\text{Ca}}{\text{m}^\circ\,\text{C h}}$
velocidad del aire entre las aletas ..... $V = 12$ m/seg.

De la figura 72 se obtiene para $V = 12$ m/seg:

$$k = 82 \frac{\text{m}^2\,{}^\circ\,\text{C h}}{\text{Ca}};$$

por tanto, obtendremos:

$$l \sqrt{\frac{2\,k}{\lambda\,s}} = 40 \cdot 10^{-3} \sqrt{\frac{164 \cdot 10^3}{170 \cdot 3}} = \sim 0{,}71,$$

al que corresponde una eficiencia de aleta $\eta = \sim 0{,}85$.

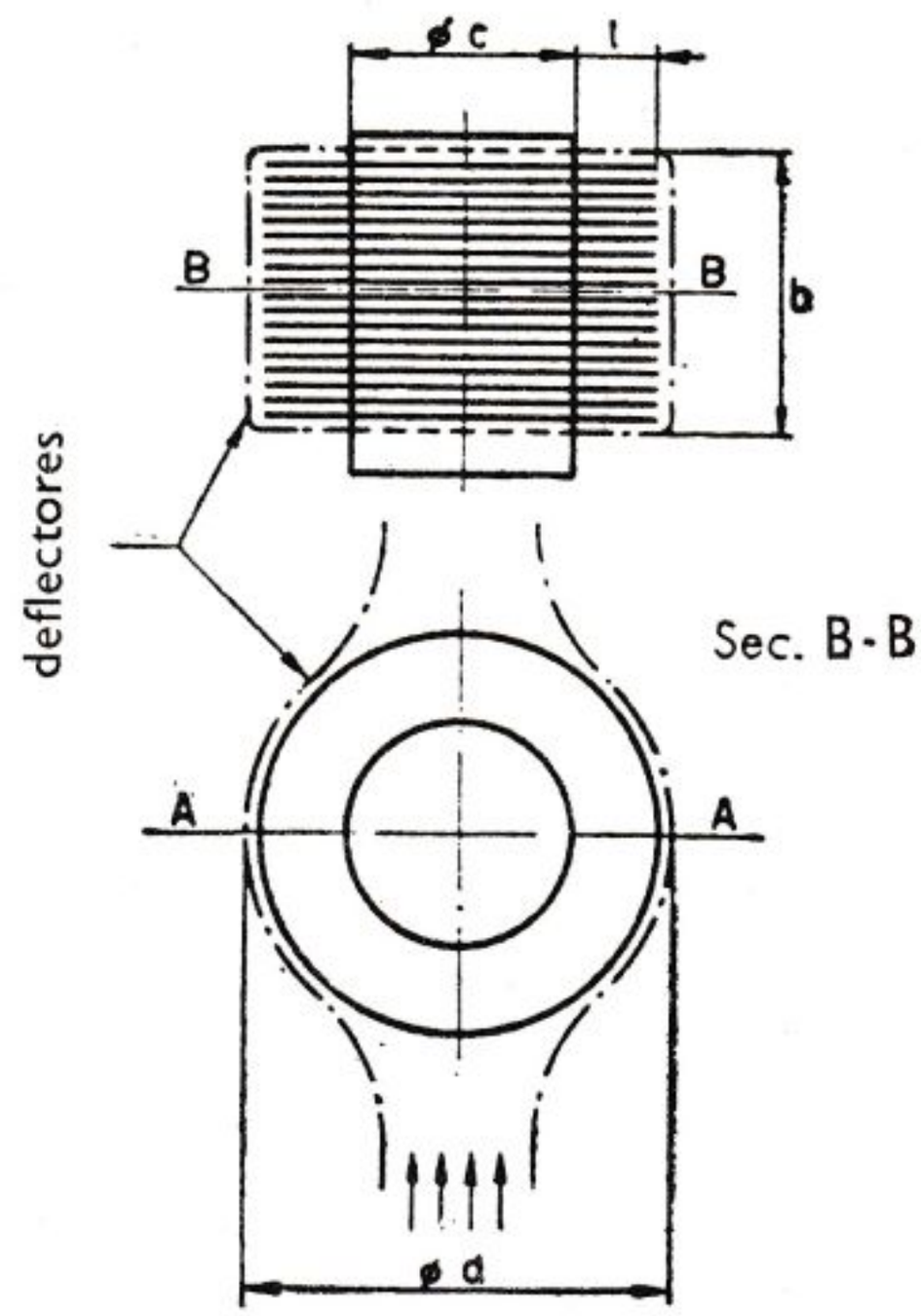


FIG. 74.

Superficie de una aleta:

$$S'_{ea} = 2\,\frac{\pi}{4}\,(180^2 - 100^2) \cdot 10^{-6} = 0{,}035 \text{ m}^2.$$

Superficie total de las aletas:

$$S_{ea} = 18 \cdot 0{,}035 = 0{,}63 \text{ m}^2.$$

La superficie de transmisión externa resulta:

$$S_e = \eta \cdot 0{,}63 + (\pi \cdot 100 \cdot 3{,}5 \cdot 19)\ 10^{6-} = 0{,}53 + 0{,}02 = 0{,}55\ \text{m}^2.$$

El área de paso del aire (a través de la sección *A-A*):

$$A_t = \div\ (3{,}5 \cdot 19 \cdot 80 + 10 \cdot 126)\ 10^{-6} = 6580 \cdot 10^{-6}\ \text{m}^2.$$

Caudal de aire:

$$G_a = 12 \cdot 6580 \cdot 10^{-6} = 0{,}078\ \text{m}^3/\text{seg}.$$

Si Q designa las calorías sustraídas por hora, el incremento de la temperatura del aire a través de las aletas está dado por

$$\Delta t_a = \frac{Q}{G_a \cdot c_p \cdot 3600};$$

y puesto que para la temperatura examinada y para el área tiene c_p un valor medio de 0,218 Ca/m³, resulta:

$$\Delta t_a = \frac{Q}{61{,}20}.$$

El valor medio entre aire y paredes será:

$$\Delta T = 200 - 30 - \frac{\Delta t_a}{2} = 170 - \frac{Q}{122{,}4}$$

Luego,

$$Q = \Delta T \cdot k \cdot S_e = \left[170 - \frac{Q}{122{,}4} \right] k\ S_e$$

de donde se obtiene:

$$Q = \frac{170\ k\ S_e}{1 + \dfrac{k\ S_e}{122{,}4}} = \frac{7667}{1{,}3685} = \sim 5600\ \text{Ca/h}.$$

Con un caudal de aire de $0{,}078 \cdot 3600 = \sim 280$ m³/h, en las condiciones fijadas en el ejemplo se pueden sustraer al cilindro alrededor de 5600 Ca/h, cantidad ligeramente inferior a la requerida en el problema. Para poder sustraer al cilindro 6000 Ca/h, sería necesario aumentar la superficie de las aletas o también incrementar el caudal de aire.

VIII. 7. Regulación de la refrigeración

Ya hemos dicho que, además de mantener entre determinados valores máximos la temperatura de los diversos órganos del motor, es necesario también evitar que la temperatura descienda más bajo de ciertos valores mínimos. Según ya hemos advertido, con el motor frío queda una parte del carburante sin evaporarse; por tanto, la mezcla es defectuosa, y el motor no funciona regularmente; además, las gotitas de carburante que no se evaporan, al depositarse sobre las paredes

del cilindro, diluyen el aceite del cárter y favorecen los fenómenos de corrosión; el gas que escapa a través de los aros, encontrando en el cárter un ambiente fresco, se condensa y resulta químicamente muy activo. En conclusión, puede afirmarse que cuando el motor funciona *frío,* todas sus partes están sujetas a corrosión y a desgaste muy intenso, los cuales superan siempre en mucho a los que se manifiestan en el motor caliente.

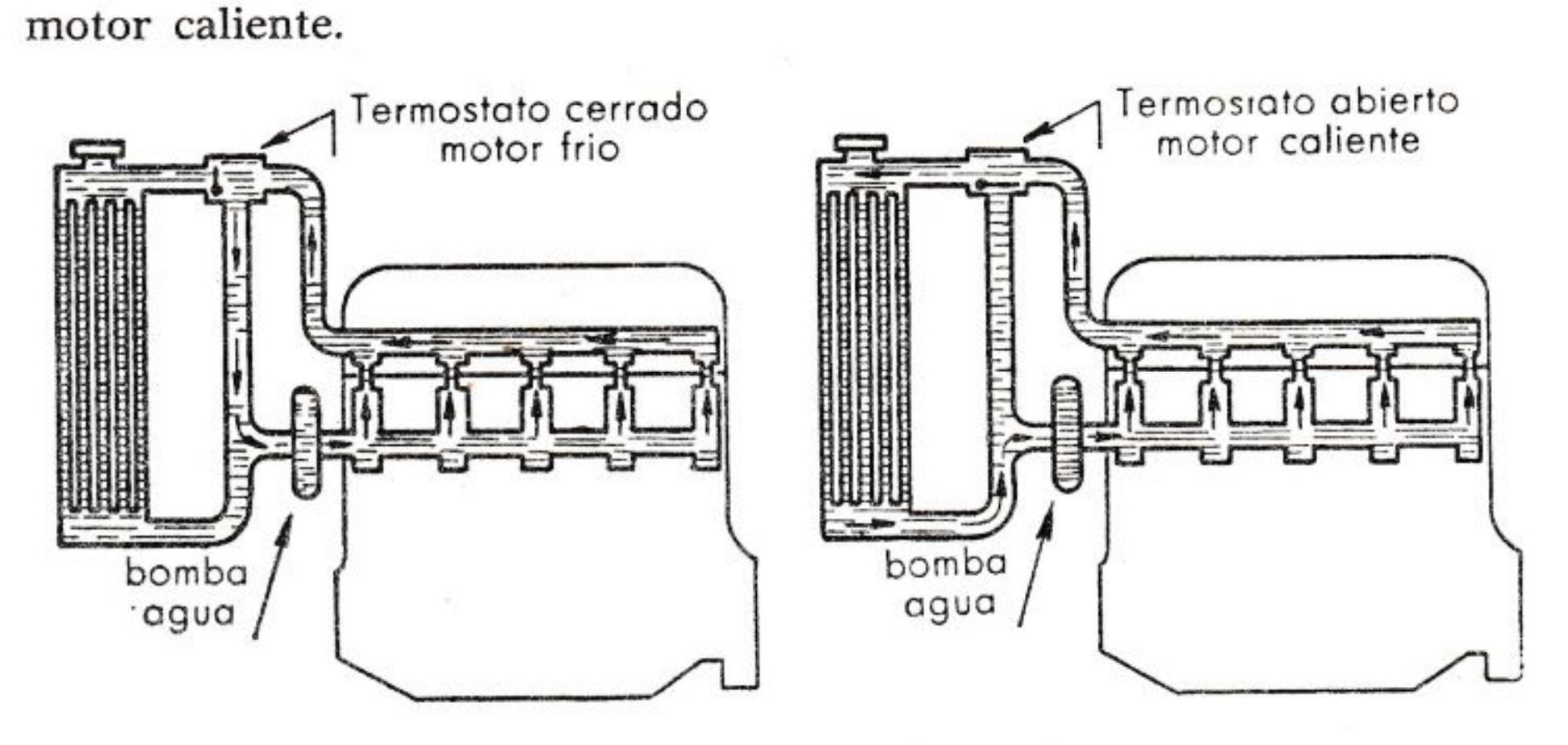


FIG. 75. — Esquema de regulación termostática (refrigeración de agua con circulación forzada).

Por esta razón, en período de arranque y calentamiento se debe llevar el motor a su temperatura normal en el menor tiempo posible, así como mantenerlo dentro de unos márgenes de temperatura muy estrechos cualesquiera que sean las condiciones de funcionamiento y de temperatura ambiente.

Para lograrlo es necesario emplear sistemas de regulación termostática en el circuito de refrigeración del motor, cuyo objeto es limitarla hasta que el motor haya alcanzado el nivel de temperatura deseada.

En los motores refrigerados por agua, la regulación se obtiene actuando en el caudal de agua que va del motor al radiador (fig. 75), o bien sobre el caudal de aire que incide sobre el radiador.

En los motores refrigerados por aire sólo se puede actuar sobre el caudal de éste y generalmente se usan deflectores de lámina y orientables para variar la entrada o salida del aire en el circuito.

CAPÍTULO IX

LUBRICACIÓN Y LUBRICANTES

IX. 1. Objeto de la lubricación

Si dos cuerpos metálicos rozan uno contra el otro, se calientan y sus moléculas tienen tendencia a soldarse dando origen al fenómeno llamado comúnmente *agarrotamiento.* El fenómeno se produce con mayor intensidad cuando ambos cuerpos reciben, además, calor de una fuente externa, puesto que con más facilidad y rapidez alcanzarán la temperatura de fusión de uno de los dos metales.

La lubricación en el motor tiene por objeto impedir el agarrotamiento y disminuir el trabajo perdido en rozamiento. Interponiendo entre los dos cuerpos una película de fluido lubricante se sustituye el rozamiento entre los metales por el roce de deslizamiento interno del fluido, que es muy inferior y produce menos calor.

La finalidad asignada a la lubricación en los motores endotérmicos es, en esencia, la siguiente:

1) Impedir el contacto directo entre partes acopladas en movimiento relativo.

2) Refrigerar las partes lubricadas (son sustraídas 50-80 Ca/CVh).

3) Ayudar al estancamiento del pistón.

En los motores tenemos diversos tipos de movimiento relativo entre las partes en contacto: es *rotativo* para los cojinetes de bancada y de biela, así como de la distribución y otros mandos; *oscilatorio,* para los cojinetes del perno del pistón, para los balancines y otras levas; *alternativo,* para el pistón y los aros, así como para la guía de las válvulas, vástagos y crucetas. Se producen después contactos de deslizamiento o roce, como el de los engranajes, y contactos de rodadura, como el de los cojinetes de bola.

Los factores principales que influyen sobre la lubricación, además de las características del lubricante, de las que trataremos más adelante, son las siguientes:

a) El pulimento de las superficies en contacto.

b) La naturaleza y dureza de los materiales que componen las partes acopladas.

c) El huelgo existente en el acoplamiento.

Una deficiencia en la lubricación, aunque no cause el agarrotamiento, es más que suficiente para producir graves desgastes con deformación de las superficies del acoplamiento y aumento excesivo del huelgo, anomalías que pueden dificultar seriamente el funcionamiento.

Por otra parte, un exceso de aceite es capaz de provocar defectos en el encendido por suciedad en la bujía en el caso de los motores de encendido por chispa, y excesivos depósitos carbonosos y humo en el escape en todos los motores en general.

La dilución del aceite lubricante con el combustible no quemado que pasa a través de cilindro y pistón puede ser causa por defectos de proyecto (aros rascadores poco eficaces o mal montados, cámara de combustión incorrecta); mas, por lo general, es producida por defectos de conducción (reiterados arranques en frío, inmoderadas aceleraciones rápidas) a excesivo desgaste (pistón poco estanco), o también a regulación inadecuada de la carburación o de la inyección.

Los residuos carbonosos que van contaminando al aceite durante el funcionamiento se eliminan por medio de filtros montados generalmente sobre el mismo motor.

IX. 2. Cómo se realiza la lubricación

Como demuestra la experiencia y confirma la teoría, cuando una superficie se traslada en sentido paralelo a otra manteniéndose, empero, ligeramente inclinada, como se indica en la figura 76, y entre las dos

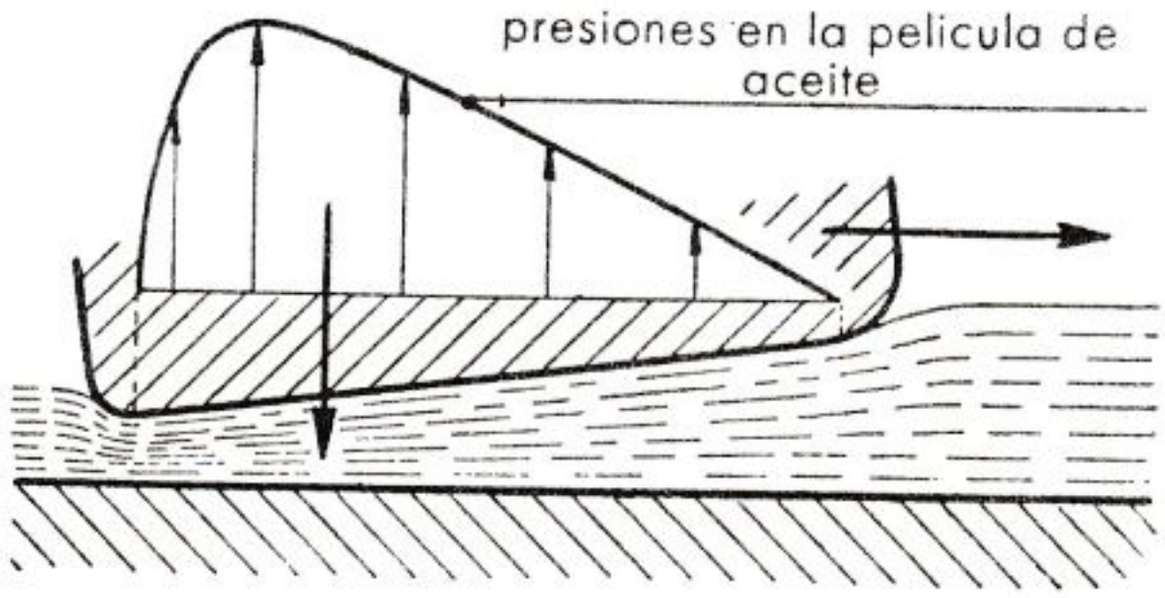


FIG. 76.

superficies se interpone una película de aceite; éste tiende por su viscosidad a permanecer entre las dos superficies, donde genera una presión o, mejor aún, un gradiente de presión, capaz de soportar una carga. Ésta equivale a la resultante de las presiones originadas en la

película del aceite. Si las superficies llegan a estar paralelas o falta el movimiento relativo entre ellas, se anula la presión en la película de aceite, el cual pierde, en consecuencia, la capacidad de soportar la carga.

Este tipo de lubricación se llama **lubricación fluida.** Cuando la velocidad relativa de las superficies o la viscosidad del aceite no son suficientes para producir el gradiente de presión, se verifica la denominada **lubricación límite.**

Para valorar la eficiencia de la lubricación se usa el **coeficiente de rozamiento,** que es una relación dimensional entre la resistencia debida al roce en la dirección del movimiento y la componente de la carga soportada, normal a la línea del movimiento. Este coeficiente depende del tipo de lubricante empleado y varía según que la lubricación sea fluida o límite.

Si las superficies están completamente separadas por la película de aceite, no hay contacto mecánico, el desgaste de las partes es mínimo y la resistencia al movimiento es originada principalmente por la viscosidad del lubricante. El coeficiente de rozamiento varía, en este caso de 0,002 a 0,012, y la capacidad portante alcanza alrededor de los 1.300 kg/cm^2.

Disminuyendo la velocidad relativa o aumentando la carga, se reduce la película de aceite, y entonces puede ocurrir que las irregularidades de las superficies metálicas se pongan en contacto y causen el consiguiente desgaste o agarrotamiento.

El coeficiente de roce en la lubricación límite varía de 0,012 a 0,10, y la capacidad portante oscila en torno a los 20 y 21 kg/cm^2.

La resistencia de rozamiento depende de las propiedades del aceite, de los materiales y del acabado de la superficie, así como de la cantidad de aceite suministrado. La **untuosidad** del lubricante es muy importante para estas condiciones de lubricación. A igualdad de viscosidad y de condiciones de utilización, el aceite dotado de mayor untuosidad produce menor coeficiente de roce.

Las superficies no lubricadas tienen coeficientes de rozamiento muy altos, superiores a 0,10, y la capacidad portante disminuye alrededor de 1 kg/cm^2.

Los cojinetes de la biela-manivela son los que presentan en general mayores problemas en los motores endotérmicos, especialmente cuando es muy elevada la potencia específica. En la figura 77 se reproduce en esquema un cojinete con un huelgo muy exagerado para facilitar la explicación. En *(a)* está representado con el motor parado: la presión del aceite es nula, y hay contacto metálico. Cuando el perno comienza a girar, trata de rodar dentro del cojinete *(b)* arrastrando consigo el lubricante, que obra según el tipo de lubricación límite. Tan pronto la velocidad aumenta, se origina una acción de bombeo por viscosidad, causa por la cual el gradiente de presión empuja el perno hacia el cen-

tro. La carga queda, en consecuencia soportada por el aceite, como se muestra en *(c)*, puesto que se verifica entonces la lubricación fluida.

El aceite debe introducirse en el cojinete por la zona correspondiente a la menor presión, pues, de lo contrario, se reduciría la capacidad de carga del cojinete.

Es evidente que el motor funciona, durante el período de arranque, en condiciones de lubricación poco favorables: gran parte del desgaste se produce, en tal caso, por la presencia de partículas extrañas, que interrumpen la película de aceite. Por tanto, conviene no cargar el

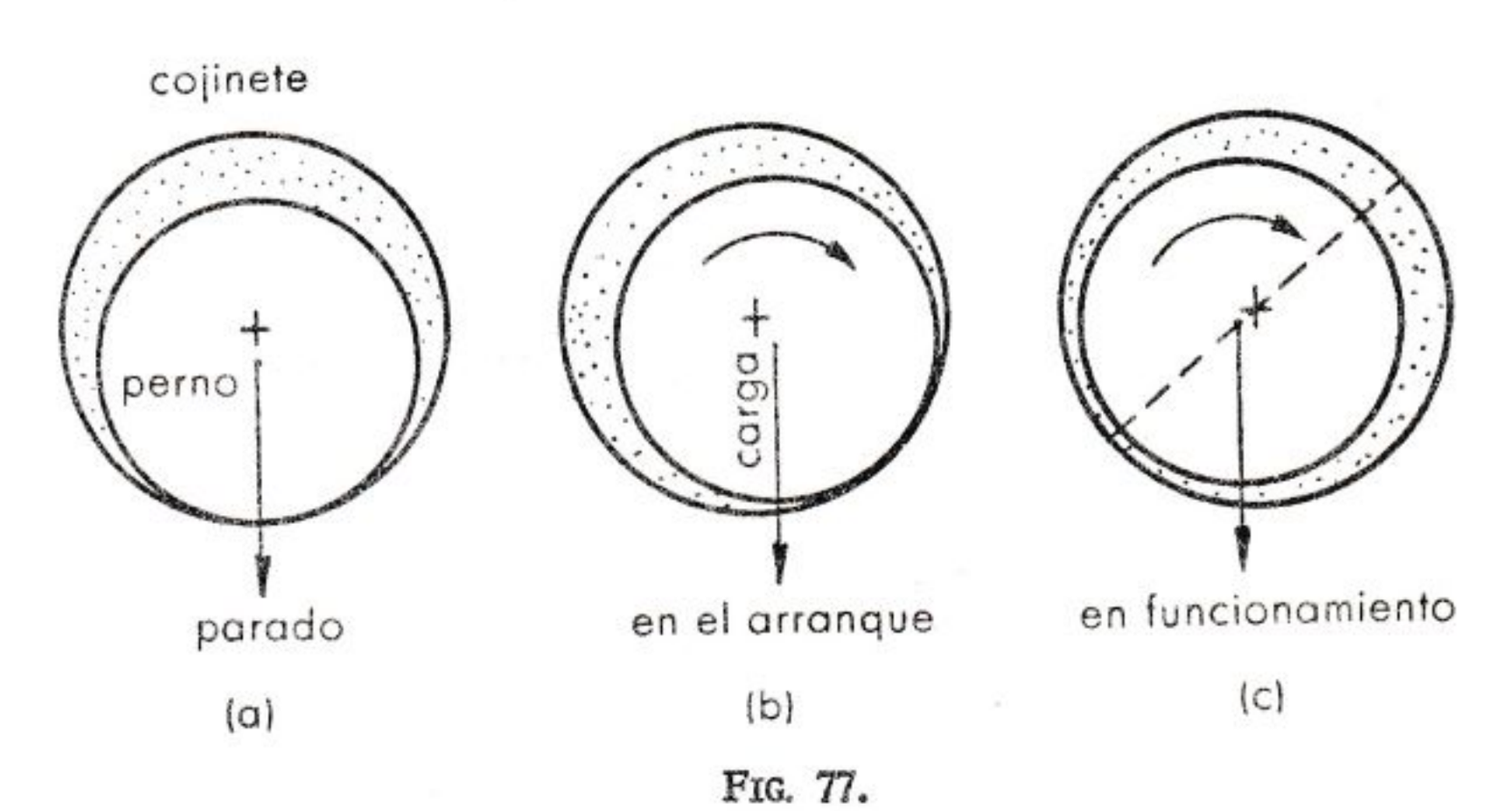


FIG. 77.

motor durante dicho período. De ordinario, el aceite se envía, por medio de una bomba, a los cojinetes, por presión, la cual, si bien no aumenta la capacidad de carga, asegura, con todo una corriente que arrastra el calor generado por el rozamiento y evita que se alcancen temperaturas peligrosas.

Los cojinetes con perno de movimiento *oscilante* no disfrutan del gradiente de presión, generado por el movimiento y la viscosidad del aceite como en los cojinetes con perno rotativo, pero si la carga se invierte como en el caso del perno de los pistones, el cojinete puede soportar cargas muy elevadas. El aceite situado entre las superficies que se aproximan, es empujado, por efecto de la presión, hacia la parte sin carga, donde adquiere luego capacidad suficiente para soportarla en cuanto ésta se invierta (fig. 78).

El pistón con sus aros, los taqués y los vástagos de las válvulas se deslizan en sus guías con movimiento *alternativo*. La lubricación, del tipo límite y en condiciones muy severas de temperatura, está confiada a la calidad del aceite. El acabado de las superficies tiene una cierta importancia: el rectificado y los sucesivos esmerilados son muy convenientes y adecuados, pues dejan en la superficie pequeñísimas zonas cuya tersa inalterabilidad las hace aptas para retener el aceite. Resulta eficaz mezclar aditivos a base de azufre y cloro, porque al formar, junto

con los materiales, óxidos, sulfuros y cloruros, impiden agarrotamientos locales.

Durante el rodaje pueden producirse erosiones o abrasiones causadas por puntos salientes que rompen la película de aceite, como también originarse daños ocasionados por las partículas abrasivas que se mezclan con el aceite. Del funcionamiento del motor al mínimo durante largo tiempo pueden derivarse asimismo corrosiones imprevistas, incluso por condensaciones de agua u otros vapores que, combinándose con diversos compuestos, forman ácidos corrosivos.

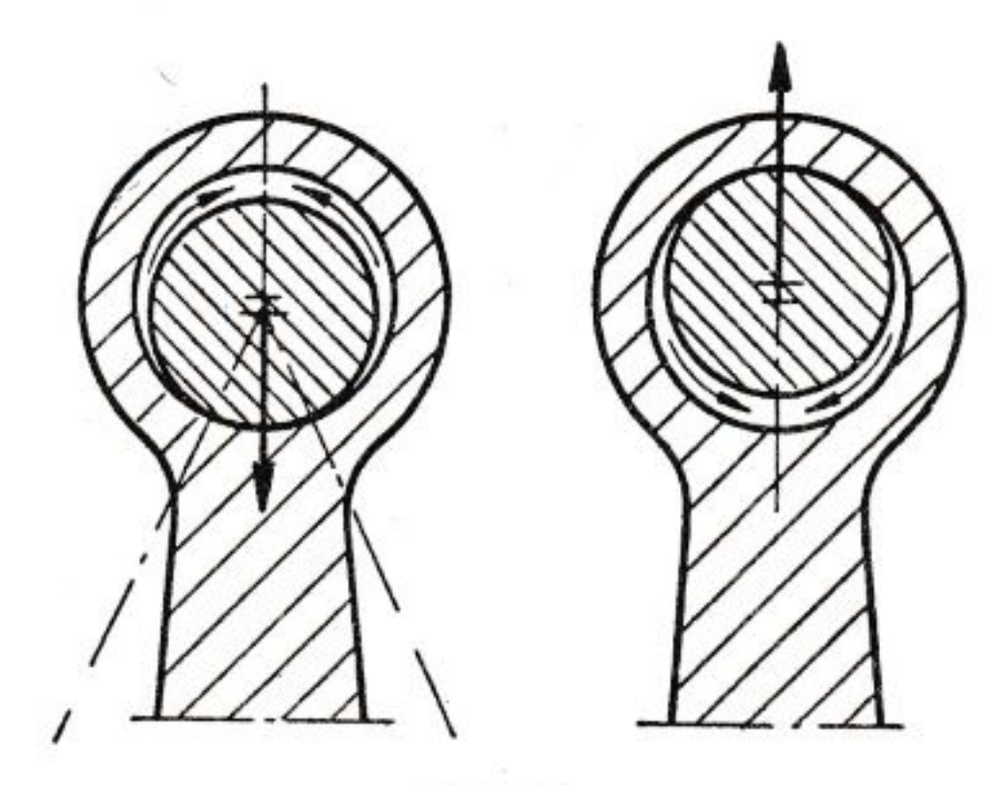


FIG. 78.

Los engranajes se lubrican, cuando es necesario, mediante chorro directo de aceite sobre los dientes, o por inmersión parcial de éstos en el aceite mismo. Éste no debe ser excesivo, a fin de evitar la contingencia de que sea comprimido entre la cabeza y el seno de los dientes: esta compresión originaría esfuerzos causantes de vibraciones y de cargas excesivas sobre los cojinetes del engranaje, así como pérdida de potencia.

Los *cojinetes de rodamiento* requieren poco aceite: el exceso de este lubricante puede causar violentos remolinos con formación de espuma y aumento de temperatura. El coeficiente de rozamiento de los cojinetes en bolas y de rodillos es del orden aproximado de 0,001-0,007; por tanto, no mayor del correspondiente a un cojinete liso bien lubricado.

IX. 3. Características de los lubricantes concernientes a su empleo en el motor

1.º *Viscosidad.* Esta característica se considera comúnmente como índice significativo para distinguir los diversos tipos de lubricante.

La viscosidad se mide mediante unos aparatos adecuados que se llaman *viscosímetros.* La medición se reduce a calcular el tiempo que tarda en fluir una cierta cantidad de lubricante a través de un deter-

minado orificio de salida (viscosidad Saybolt y Redwood), o bien a establecer la relación entre el tiempo que tarda en fluir la misma cantidad de lubricante en examen y la de un líquido patrón (viscosidad Engler). La unidad de medida de esta última es el grado Engler (°E), conviene a saber: la relación entre el tiempo empleado por 200 cm^3 del

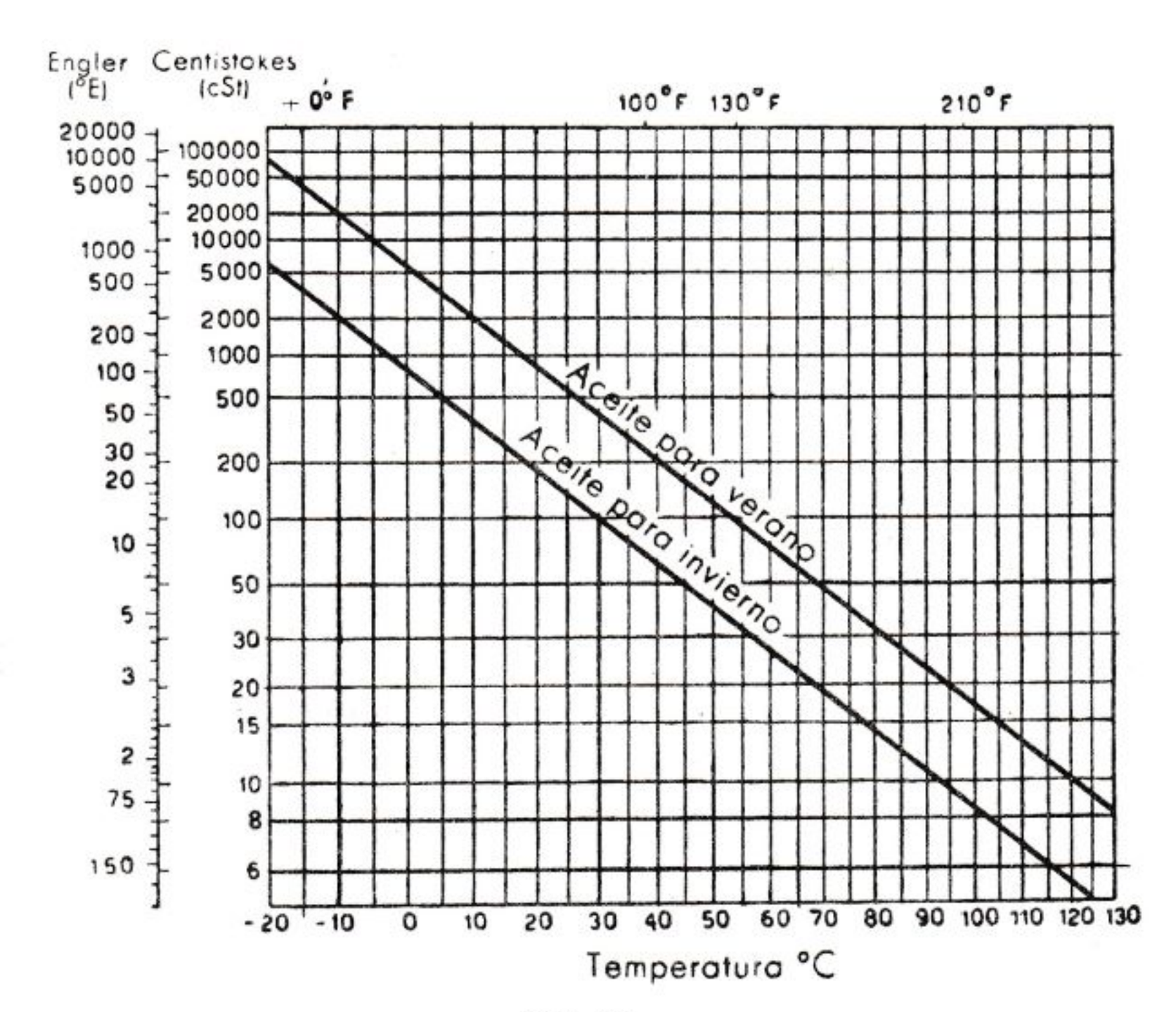


FIG. 79.

líquido en examen y el tiempo invertido por un volumen igual de agua a la temperatura de 20° C para pasar a través del orificio calibrado del viscosímetro Engler.

La viscosidad Engler se usa en Italia, España y Alemania; la Saybolt, en los Estados Unidos, y la Redwood, en Inglaterra. Además de las escalas mencionadas, hoy en día se utiliza mucho la llamada *viscosidad cinemática,* la cual se determina por medio de adecuados viscosímetros (Vogel, Ossag, etc.), y cuyo objeto es averiguar la relación entre la viscosidad absoluta o dinámica (medida en Poises) y el peso específico (medido en gr/cm^3). La viscosidad cinemática se expresa por unidades Stokes (St.) o en submúltiplos Centistokes (cSt.). Unas tablas de conversión, bien adaptadas, permiten comparar tanto las diversas escalas entre sí como su respectiva expresión en unidades cinemáticas.

Un instrumento sencillo y, a la vez, original en este género es el *viscosímetro* de la burbuja de aire, con el cual se obtiene una valoración bastante precisa —más que suficiente en muchos casos prácticos—, me-

diante confrontación y cotejo de la velocidad de salida de la búrbuja de aire en el tubo que contiene el líquido en examen con la celeridad respectiva con que lo efectúan otros tres líquidos de conocida y distinta viscosidad.

La viscosidad de los lubricantes disminuye rápidamente al aumentar la temperatura; por tanto, un lubricante resulta de calidad tanto mejor cuanto menor sea su variación térmica. En consecuencia, para valorar correctamente el comportamiento de un lubricante es necesa conocer la ley de variación de su viscosidad al cambiar la temperatura: la figura 79 muestra el diagrama viscosidad-temperatura para algunos lubricantes de empleo corriente. Para que estos diagramas resulten en forma rectilínea y puedan trazarse conociendo tan sólo dos valores de la viscosidad, se emplean unos bien calculados módulos logarítmicos donde las abscisas tienen los valores log T (T = temperatura absoluta °K), y las ordenadas, los valores log $(n + 0{,}8)$. En este caso, n designa la viscosidad cinemática, medida en centistokes.

El *índice de viscosidad* da la medida de la variación de viscosidad con la temperatura confrontada con la de dos aceites de referencia, dotados de la misma viscosidad a 100° C. Se asigna a un aceite tipo Pensilvania (de base parafínica) el índice 100, y a un aceite Gulf Coast (de base nafténica) el índice cero.

En general, el índice de viscosidad denota la resistencia de un aceite para variar su viscosidad con cambios notables de temperatura.

TABLA VIII. **Escalas de viscosidad**

Escalas	Viscosidad	Unidad	Símbolo	Dimensiones
Absoluta	Absoluta o dinámica	Poise Centipoise	P cP=0,01 P	gr/cm seg
	Cinemática (1)	Stokes Centistokes	St cSt=0,01 St	cm²/seg
Convencionales	Engler	° Engler	° E	seg/seg
	Saybolt Universal ...	segundo	S. U. V.	seg
	Saybolt Furol (2)	segundo	S. F. V.	seg
	Redwood	segundo	R	seg

(1) Relación $\frac{\text{viscosidad absoluta}}{\text{peso específico}}$, a la misma temperatura.

(2) Usado, en lugar del S. U. V., para viscosidades (tiempos de escape) superiores a 1000 seg.

TABLA IX. **Relación entre las diversas escalas de viscosidad** (1)

Viscosidad	Multiplicado por	Viscosidad
Cinemática cSt	7,6	Engler ° E
Engler ° E	0,1316	Cinemática cSt
Cinemática cSt	0,46	Saybot Furol S. F. V.
Cinemática cSt	4,60	Saybolt Universal S. U. V.
Cinemática cSt	4,1	Redwood R
Redwood R	31	Engler ° E
Saybolt Universal S. U. V.	35,0	Engler ° E

(1) Para viscosidad superior a 50 cSt.

Un índice bajo significa que el aceite tiene una viscosidad relativamente alta a baja temperatura y una viscosidad baja a temperatura alta. Para los motores es conveniente que este índice sea elevado.

2.° *Punto de inflamabilidad y grado de carbonización.* En los motores de combustión interna, el aceite se quema cuando pasa a la cámara de combustión. Conviene, por tanto, que sea elevada su temperatura de inflamabilidad (temperatura a la cual el aceite despide vapores inflamables). Importa, además, que el aceite deje, al quemarse, pocos depósitos carbonosos, los cuales son nocivos no sólo porque reducen la capacidad lubricante del aceite restante, sino, sobre todo, porque forman incrustaciones en la cámara de combustión y sobre las válvulas, favoreciendo los fenómenos de autoencendido y detonación, así como depósitos gomosos y de alquitrán, que agarran los aros del pistón en sus cajeras.

3.° *Punto de congelación.* Debe ser bastante bajo, con objeto de que el aceite tenga una fluidez suficiente a bajas temperaturas.

4.° *Grado de acidez y oxidación.* El aceite no debería contener ácidos capaces de atacar y corroer las superficies metálicas; sin embargo, no puede estar totalmente exento de ellos. La acidez tiende a aumentar con el uso por efecto de la oxidación, que es favorecida por la elevada temperatura, el movimiento y la presencia de los diversos metales que actúan de catalizadores.

La oxidación produce también los llamados *barnices* o *gomas,* constituidos por sustancias asfálticas, alquitranosas, pez y resina, dotadas a veces de propiedades corrosivas, químicas o físicas, que ensucian y obturan los canales y son capaces de alterar las propiedades lubricantes. Los ácidos pueden ser grasos y, muy raramente, minerales.

5.º *Composición.* El aceite puede contener naturalmente o por adulteración diversas sustancias extrañas, como asfaltos, resinas, jabones, pez, etc., que, depositándose sobre las superficies lubricadas, aumentan el desgaste de las mismas. Tales sustancias pueden haber sido añadidas como correctivos aparentes o ficticios de aceites de mala calidad.

IX. 4. Origen y particularidades de los lubricantes comerciales

Los lubricantes que se usan en los motores endotérmicos son *aceites minerales.* Los *aceites vegetales* se emplean muy raras veces en casos particulares.

Los **aceites minerales** crudos se extraen del *petróleo* como último subproducto de su destilación a más de 360º, o bien de esquistos bituminosos. Están, por tanto, constituidos por mezcla de hidrocarburos (véase párrafo V, 2), en especial de las series parafínica (compuestos acíclicos saturados), nafténica y aromática (compuestos cíclicos saturados), y de hidrocarburos no saturados (olefínicos). Contienen otras sustancias que pueden considerarse extrañas y son siempre nocivas, tales como los compuestos oxigenados (ácidos, aldehídos), nitratos, sulfuros, etc. Los compuestos parafínicos son los mejores porque presentan la menor variación de viscosidad con la temperatura, alto punto de inflamabilidad y una buena resistencia a la oxidación. Los peores hidrocarburos como lubricantes son los no saturados, porque, a causa de su inestabilidad, se oxidan más fácilmente.

A fin de que el aceite sea apto para utilizarlo en motores debe estar refinado. La *refinación* consiste en eliminar las sustancias asfálticas por medio de ácido sulfúrico, y los ácidos mediante sosa. Los lavados con agua caliente, filtrados con tierras especiales bajo presión y centrifugación eliminan la acidez y las sustancias en suspensión; un lavado insuficiente deja en el aceite cierto grado de acidez que, sin embargo, no aumenta sensiblemente con el uso.

En la actualidad se realizan auténticos progresos y se obtienen óptimos resultados con el empleo de **aditivos**, los cuales se mezclan al aceite mineral en una variada proporción (en general, hasta un límite máximo del 4 %). Los aditivos pueden tener diferente acción, mejorando las diversas características del lubricante (untuosidad, punto de escurrimiento, resistencia a la oxidación y a la corrosión, etc.). Hoy día se usan mucho los aditivos inhibidores de la oxidación, de la corrosión y contra el desgaste, en los lubricantes de superior calidad del *grado premium* (véase párrafo IX, 5) y aditivos especiales cuyo objeto es mejorar la untuosidad —motivo por el cual se emplean con particular preferencia en la producción de lubricantes para el rodaje y, en general,

para motores de competición— y aun el propio índice de viscosidad —lubricantes multígrados.

Actualmente van adquiriendo gran difusión en el comercio ciertos lubricantes para motores marcados con nuevas siglas, tales como el símbolo HD (Heavy Duty), que contienen *aditivos detergentes,* además de los antioxidantes y anticorrosivos.

Estos **aditivos detergentes** tienen por objeto mantener en suspensión coloidal las partículas carbonosas procedentes de la combustión; conservan, por consiguiente, el motor en mejores condiciones de limpieza.

Los lubricantes con aditivos detergentes son particularmente aptos para usarse en motores que trabajan en duras condiciones (motores de ciclo Diesel y, en general, motores para autobús, tractores agrícolas, etcétera) y su empleo resulta muy eficaz y ventajoso en todos los motores normales de autotracción de ciclo Otto.

Se ha de tener en cuenta que los aceites detergentes que se expenden en el comercio para motores de ciclo Otto, difieren en general de los que se fabrican para motores de ciclo Diesel por estar dotados de un poder detergente mucho menor. Conviene, por tanto, atenerse a las instrucciones de la casa suministradora.

Para evitar, en motores que llevan mucho tiempo funcionando con aceites normales de origen mineral, eventuales inconvenientes achacables a la acción detergente por cuyo efecto pueden ponerse en circulación partículas carbonosas formadas y depositadas anteriormente en el motor, es necesario proceder a una limpieza minuciosa del mismo, a fin de eliminar tales depósitos empleando para ello lubricantes para lavado. Es, además, recomendable efectuar los recambios de aceite por lo menos con la misma frecuencia con que se aconseja realizarlos en los aceites minerales normales, si bien los filtros resultan, en este caso, más limpios que con los aceites de origen mineral, por cuanto los aditivos detergentes no evitan que se formen productos de oxidación, sino que tan sólo los mantienen en suspensión.

Los **aceites vegetales** se extraen de semillas o de frutas de algunas plantas (colza, aceituna, ricino), por prensado o por medio de disolventes, los cuales son también sometidos a refinación química y física. El más usado es el aceite de ricino, cuyas notas típicas consisten en una ligera variación de la viscosidad con la temperatura, una sobresaliente capacidad adhesiva, una buena resistencia a la temperatura (destila a temperaturas elevadas) y un bajo punto de congelación. Estas características son, con todo, propias del aceite fresco y tienen una persistencia aproximada de 20 a 25 horas de funcionamiento. Es oxidable y origina la formación de gomas y de ácidos (ácidos grasos libres). No es miscible con aceites minerales, pero adquiere esta propiedad si se le añaden sustancias estabilizantes en determinadas proporciones; por ejemplo, tetranolamina. Un tanto por ciento de aceite mineral añadido al aceite de ricino prolonga su duración.

IX. 5. Clasificación de los lubricantes

Los lubricantes se clasifican tomando por base su viscosidad. En América se sigue el sistema S.A.E. (Society of Automotive Engineers), que se ha *difundido mucho también en los demás países.*

Los lubricantes clasificados con arreglo al correspondiente número S.A.E. son luego agrupados por la misma S.A.E. en los tres tipos siguientes:

Regular (normal): aceites aptos en general para emplearse en motores endotérmicos en moderadas condiciones de servicio.

Premium (extra): aceites cuyas características de estabilidad a la oxidación y resistencia a la corrosión de los cojinetes los hacen idóneos para utilizarse en motores que trabajan en condiciones de servicio más severas que las de tipo normal.

Heavy Duty (para trabajos duros): aceites que poseen características de estabilidad a la oxidación, resistencia a la corrosión de los cojinetes y propiedades detergentes tales que los hacen aptos para usarse en motores Otto o Diesel en severas condiciones de servicio.

Recientemente se ha difundido mucho la nueva clasificación americana A. P. I. (American Petroleum Institute), que usa las siglas ML, MN y MS para los motores de ciclo Otto, y DN, DE y DG para los de ciclo Diesel.

En particular, para los motores de ciclo Otto, el tipo regular (ML) es apto para condiciones normales y ligeras de servicio; el tipo premium (MN) está indicado para condiciones duras de funcionamiento (largos períodos en regímenes altos y cargas elevadas); el tipo Heavy Duty (MS) es recomendable de un modo especial en caso de que el motor tenga que funcionar en las más severas condiciones de servicio (utilización intermitente con repetidos arranques en frío y breves trayectos, etc.).

En la tabla X se consignan los diversos tipos de lubricante empleados en los motores endotérmicos clasificados tomando por base el número S.A.E. y de acuerdo con la terminología usual cada vez más en desuso.

TABLA X. **Lubricantes**

Terminología corriente	Indicación aproximada de empleo	Número S. A. E.
Extrafluido	Invierno: Otto	5 W 10 W 10 20 W 20
Fluido	Empleo general: Otto Invierno: Diesel	30
Semidenso	Empleo general: Diesel	40
Denso	Países tropicales: Otto Verano (países tropicales): Diesel	50

IX. 6. Consideraciones sobre el uso de los lubricantes

La duración y el buen funcionamiento del motor dependen mucho del uso de un aceite apropiado; aceites de dudosa procedencia y de bajo costo pueden ser causa de elevados gastos de entretenimiento y reparación. Reponer el nivel de aceite con aceite fresco constituye una buena norma, pero no debe prescindirse de cambiar todo el aceite después del determinado número de horas de funcionamiento del motor establecido en general por la casa constructora. En el período de rodaje del motor puede aumentarse la eficacia de la lubricación añadiendo aditivos especiales al aceite o también grafito, dotado de unas propiedades lubricantes satisfactorias; en este último caso se debe usar el grafito coloidal, por cuanto no se deposita ni es centrifugado al permanecer en suspensión en el aceite.

Es aconsejable emplear aceites cuyo grado mínimo de viscosidad sea compatible con el tipo de motor utilizado por las siguientes razones:

1) Se facilita el arranque en frío, pues por efecto de las menores pérdidas por rozamiento se puede alcanzar más fácilmente la necesaria velocidad de rotación.

2) Aumenta la potencia del motor (mejorando el rendimiento mecánico) cuando es igual el consumo del carburante.

3) Mantiene baja la temperatura de los cojinetes, puesto que mejora la capacidad refrigerante del aceite, y disminuye el calor producido en el roce de deslizamiento interno del aceite.

4) Se reduce el desgaste de los cilindros por la más rápida intervención del aceite en la camisa durante el período de arranque.

5) Parece ser que los aceites fluidos, más que los densos, forman sobre los cojinetes de metal antifricción una laca que, con verosimilitud, actúa como un revestimiento resistente al desgaste y es autolubricante en caso de una falta temporal de lubricación.

Por el contrario, los aceites fluidos tienen los siguientes *inconvenientes*:

1) Mayor consumo de aceite, que obliga a un estudio más detenido en el diseño de los aros rascadores.

2) Más baja presión de aceite, que puede ser causa de una alimentación insuficiente de algunos cojinetes, desventaja que puede atenuarse con una bomba mayor o regulando convenientemente la válvula de presión.

3) Mayor posibilidad de agarrotamiento del pistón y de sus aros en condiciones de elevadas temperaturas de funcionamiento.

De todo lo cual se deduce que, para un motor sometido a funcionamiento continuo, conviene utilizar un aceite más viscoso que para el mismo motor en funcionamiento intermitente; en cambio, para motores con mucho uso es recomendable emplear un aceite más bien denso, y para motores en fase de rodaje, aceite más bien fluido.

En un aceite deteriorado por el uso se encuentra: 1) dilución, producida por filtraciones de combustible y por piroescisión (cracking) del aceite; 2) sustancias asfálticas, alquitranosas, pez y resina, originadas por oxidación de productos no saturados; 3) residuos carbonosos, debidos a la combustión del aceite; 4) mayor acidez. Se puede afirmar que el aceite usado tiene las características que poseía antes de ser refinado. Mediante procesos análogos

a los de la refinación es posible *regenerar* el aceite; algunos técnicos sostienen incluso que un aceite bien regenerado resulta mejor a menudo que el aceite natural o básico del cual procede, por cuanto se le han eliminado las sustancias oxidables.

IX. 7. Sistemas de lubricación

La lubricación de un motor endotérmico puede obtenerse con uno cualquiera de los sistemas siguientes:

1.º *Lubricación por cuchara y salpicadura.* La cabeza de la biela recoge, con una cuchara, el aceite, el cual es mantenido a un nivel adecuado en el cárter. El aceite recogido por la cuchara en cada vuelta penetra por inercia en el cojinete de la biela, y una parte del mismo es lanzado contra las paredes internas del cárter y del cilindro. Desde las paredes, el aceite va por gravedad a lubricar los soportes del eje cigüeñal y de la distribución a través de adecuados canales. Este sistema era usado en motores lentos, pero hoy en día casi abandonado por falta de garantía en el funcionamiento.

2.º *Lubricación forzada.* El aceite se pone en circulación por medio de una o más bombas y es dirigido, mediante adecuados canales y tuberías, a los puntos que han de lubricarse. El aceite que fluye de las partes lubricadas se recoge en el cárter, desde el cual es puesto de nuevo en circulación por medio de la bomba. El cilindro es lubricado por medio del aceite que sale del cojinete del pie de biela, lanzado alrededor por la fuerza centrífuga. Cuando el motor está sujeto a inclinaciones violentas, o tiene que funcionar temporalmente en condiciones anormales, es necesario impedir que el aceite del cárter invada otras zonas; entonces el cárter tiene por único cometido recoger el aceite que pasa por gravedad a un tanque de derrame, o bien el sistema está provisto de una bomba de recuperación (que puede ir acoplada a la misma bomba de circulación), la cual manda al tanque de derrame el aceite que va recogiendo en el cárter. Éste es el caso de los motores de aviación, de muchos motores de motocicleta, algunos motores de autovehículos y motores lentos, ya superados, que estaban desprovistos de bomba de alimentación o iban lubrificados por gravedad.

Cuando el motor ha de funcionar con inclinaciones muy variables, se montan dos bombas de recuperación, las cuales aspiran de pocetos dispuestos en las dos extremidades longitudinales del motor. Completan el sistema un filtro y un enfriador, montados en general a la descarga de la bomba de lubricación. El enfriador se usa tan sólo cuando la capacidad del cárter y la del tanque de derrame son insuficientes para la disipación del calor. La presión se regula generalmente por medio de una válvula y de acuerdo con las indicaciones de un manómetro montado en el conducto.

CAPÍTULO X

EL TRABAJO DEL MOTOR Y FACTORES QUE LO INFLUYEN

X. 1. Curvas características

El trabajo que es capaz de realizar un motor está definido por sus **curvas características**, es decir, por los diagramas que nos dan una variación de la potencia, del par motor y del consumo del combustible en función del número de revoluciones. Para definir mejor la calidad del motor se pueden también trazar otros diagramas, como el de la potencia indicada, de la p.m.e., de los consumos a distintos grados de regulación y diversas cargas, de la temperatura de los gases de escape, de la fumosidad, etc. Pero, de ordinario, son suficientes las curvas características como datos comerciales de un motor.

Éstas se obtienen en un banco de prueba en condiciones de máxima alimentación, es decir, con el carburador todo abierto, o bien, en los Diesel, con la bomba reguladora para el máximo caudal posible (es decir, a plena carga).

En la figura 80 se han trazado para un caso genérico las curvas de la potencia N, del par motor M_t y del consumo c_s; sobre el eje de las abscisas se han llevado los valores del número de r.p.m. y sobre el de las ordenadas los de potencia en CV, par motor en kgm y consumos en gr/CVh.

Entre los valores de la potencia N y los correspondientes al par motor M_t, existe la siguiente relación:

$$N = \frac{M_t\ \omega}{75} = M_t \frac{2\ \pi\ n}{60 \times 75} = \frac{M_t\ n}{716{,}2}$$

en donde N está expresado en CV; M_t, en kgm, y n, en r.p.m. Resulta, por tanto, fácil obtener la curva de la potencia conociendo la del par de torsión, y viceversa.

La curva del par puede servir, cambiando la unidad de medida sobre el eje de las ordenadas, como curva de la presión media efectiva (p_e), puesto que para una cilindrada dada V, el par es proporcional a la p.m.e. para cada valor del número de r.p.m. En efecto, de

$$N = \frac{p_e\ V\ n}{225\ h} \qquad\qquad M^2 = 716{,}2\ \frac{N}{n}$$

La lubricación forzada tiene, sobre los demás sistemas, la gran ventaja de asegurar a las distintas partes un grado de lubricación proporcional a la velocidad.

3.º *Lubricación por dosificación.* El aceite contenido en un depósito se introduce en el motor por medio de una bomba dosificadora y, así, puede lubricar todo el motor, como en el caso de algunos motores de motocicleta con cojinetes de bolas o de rodetes, o tan sólo alguna de sus partes —como, por ejemplo, los cilindros de los motores Diesel lentos—. Dicho aceite está destinado a quemarse totalmente.

4.º *Lubricación por medio de mezcla aceite-combustible.* El sistema sólo se aplica en motores de 2 tiempos y de carburación, cuyo propio pistón se encarga de efectuar la compresión del fluido operante en el cárter, tal como muestra el esquema de la figura 7, pues únicamente en este caso se pone el aire carburado en contacto con el sistema biela-manivela y en condiciones de lubricarlo.

Por necesidades constructivas, los diversos sistemas descritos pueden también hallarse combinados en un mismo motor.

se obtiene:

$$p_e = \frac{225\ h \cdot M_t}{716{,}2\ V} \cong 0{,}314 \frac{h}{V} M_t.$$

Para los motores a 4 tiempos ($h = 4$):

$$p_e \cong 1{,}26 \frac{M_t}{V},$$

y para los dos 2 tiempos ($h = 2$):

$$p_e \cong 0{,}63 \frac{M_t}{V}.$$

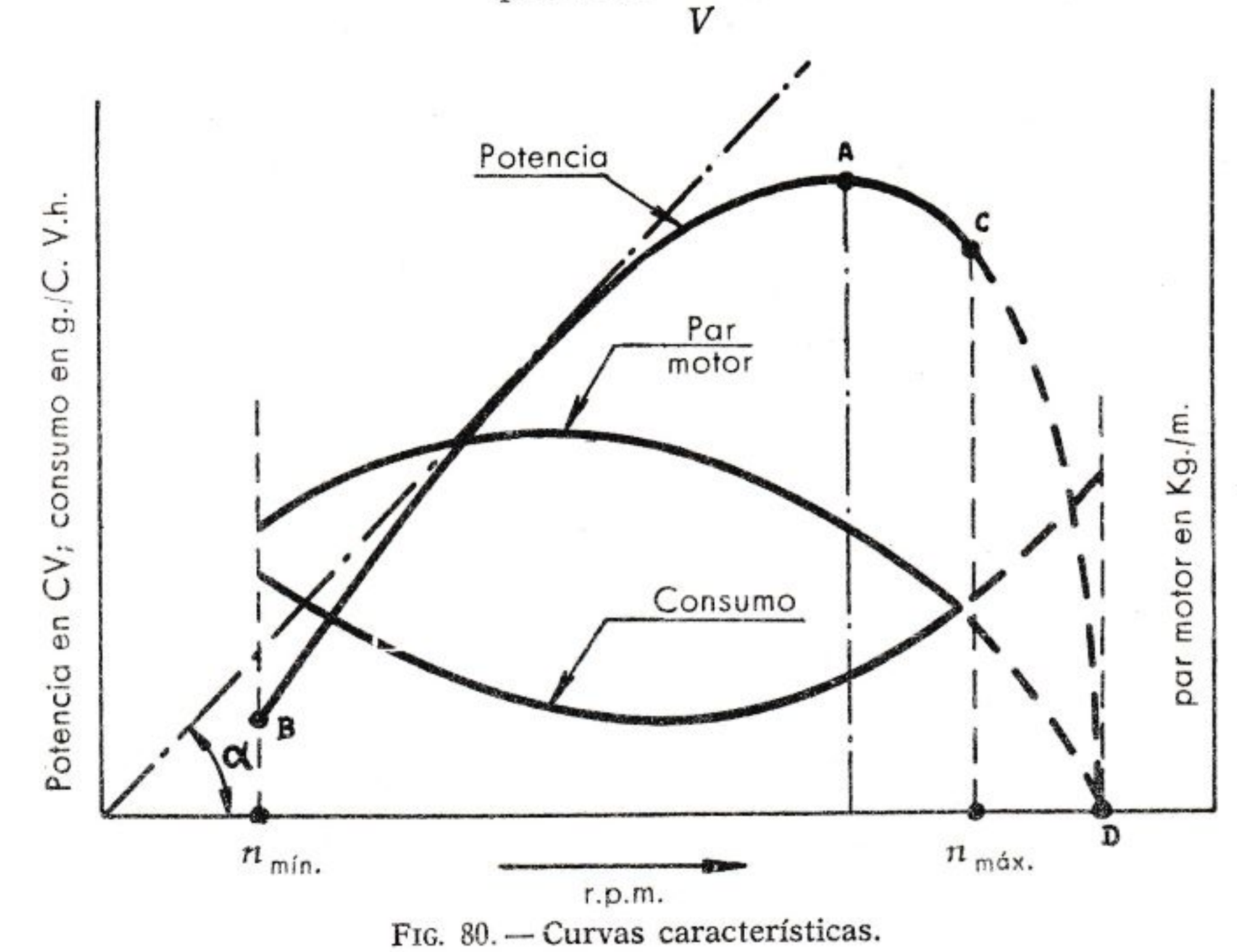


FIG. 80. — Curvas características.

En la figura vemos que el valor de la potencia aumenta con el número de revoluciones hasta un cierto límite indicado por el punto *A*, después del cual disminuye hasta anularse en el punto *D*, y que el régimen de máximo par es notablemente inferior al de presión media.

Para cada motor existe una velocidad de rotación, cuyo valor depende de las características constructivas, en correspondencia con la cual la masa de fluido activo que entra en cada uno de los cilindros es la máxima posible para cada ciclo. A esta velocidad, la superficie del ciclo indicado, la presión media indicada y el par motor indicado tienen, por tanto, su máximo valor, lo mismo también, evidentemente,

que el producto del rendimiento volumétrico por el rendimiento térmico del motor.

La potencia indicada continúa incrementándose al crecer la velocidad de rotación, pues aunque disminuye la masa de fluido activo utilizada por cada ciclo, aumenta el número de ciclos y, por tanto, la masa total utilizada en la unidad de tiempo.

Si continúa acelerándose la velocidad de rotación, se alcanza un valor tal, que la masa de fluido activo utilizada por ciclo disminuye más rápidamente de lo que aumenta el número de ciclos en la unidad de tiempo, y la potencia indicada disminuye. Como el par motor efectivo está dado por el producto del par motor indicado por el rendimiento mecánico del motor —rendimiento que, como hemos comprobado, varía con el número de revoluciones—, el valor máximo en el par motor efectivo se alcanzará en correspondencia con el régimen de rotación, para el cual es máximo el producto del rendimiento volumétrico por el rendimiento térmico y por el rendimiento mecánico, régimen que, en general, será distinto del correspondiente al de máximo par indicado.

Análogamente, el régimen de máxima potencia efectiva no coincidirá con el de máxima potencia indicada.

La tangente a la curva de potencias que pasa por el origen de los ejes señala en el punto de tangencia el régimen de máximo par motor. En efecto, la relación

$$M_e = \text{const} \times \frac{N}{n} = \text{const} \times tg\ \alpha$$

demuestra que el par motor es máximo para el máximo valor de α.

La parte de la curva de la potencia descrita por trazos (fig. 80), no se calcula en la práctica porque no tiene ningún interés y, además, sería perjudicada la resistencia del motor, que normalmente no está proporcionado para alcanzar un régimen tan elevado.

El régimen correspondiente al punto B es el de marcha al mínimo. Durante ésta, la potencia desarrollada por el fluido activo es absorbida totalmente por las resistencias mecánicas; por debajo de este valor, el funcionamiento del motor resulta irregular a causa de la alimentación imperfecta y de la irregularidad del par motor.

X. 2. Rendimiento volumétrico

El trabajo del motor depende principalmente de la cantidad de aire utilizado en igualdad de otras condiciones. Cuando mayor es el volumen de aire introducido, tanto mayor resulta la cantidad de combustible que puede quemarse, y, en consecuencia, tanto mayores son, a su vez, la energía puesta en juego y la potencia indicada.

El **rendimiento volumétrico** nos da la medida del grado de llenado del motor y, por consiguiente, de la bondad del sistema de introducción del aire o de la mezcla en el mismo.

Ya hemos dado en el capítulo VII la definición del rendimiento volumétrico, a saber: *la relación entre el peso efectivo de aire introducido en el cilindro durante la unidad de tiempo y el peso del volumen de aire que teóricamente debería introducirse en el mismo tiempo, calculado a base de la cilindrada unitaria y de las condiciones de temperatura y presión al ingreso en el cilindro.*

El rendimiento volumétrico varía en general con el régimen del motor, puesto que la resistencia que encuentra el fluido en los conductos que lo llevan al cilindro, depende de la forma y de las dimensiones de dichos conductos; la resistencia al fluido y la velocidad del mismo están en proporción directa.

El peso del aire efectivo introducido según los distintos regímenes en que funciona el motor se mide durante las pruebas en el banco; el teórico se calcula en relación con las dimensiones y el número de cilindros y la velocidad del motor, incluida la densidad de la atmósfera. Cuando el motor es sobrealimentado, hay que tener en cuenta en el cálculo las condiciones de temperatura y presión existentes en los conductos de admisión.

Teniendo en cuenta que la curva de la p.m.e. y, por consiguiente, la de la potencia varían con relación a la del rendimiento volumétrico, es importante conocer cuáles son las variables que influyen sobre dicho rendimiento:

1.º **La densidad de la carga y la dilución originada por los gases residuales** cuando la carga llega al cilindro, son de cierta importancia. Las paredes de los conductos de aspiración y del cilindro ceden calor a la carga fresca y elevan su temperatura; por tanto, la densidad de la carga disminuye y se tiene una pérdida en el rendimiento volumétrico.

Los gases residuales presentes en el cilindro después del escape contribuyen a reducir la densidad de la mezcla o del aire al cederle calor; además, expansionándose durante la fase de aspiración, restarán parte del volumen que debiera ser ocupado por la carga fresca al mezclarse con ésta.

2.º **El diseño de los conductos de aspiración y de escape** tiene mucha importancia. Los conductos de escape deben oponer la mínima resistencia al paso de los gases, y los de aspiración han de permitir la entrada de la mayor cantidad posible de aire. De la sección de los conductos de aspiración, así como de la sección de paso de las válvulas, depende la velocidad del aire.

La experiencia demuestra que los mayores valores del rendimiento volumétrico se alcanzan en los motores de automóvil para una velocidad del aire de 40-60 m/seg, entendiendo por velocidad del aire el valor

medio teórico calculado convencionalmente a base de la cilindrada del motor (véase capítulo VII, párrafo 5). En régimen de máxima potencia, la velocidad media del fluido entrante alcanza alrededor de 65-75 metros/segundo.

3.º **Los tiempos de abertura y cierre de las válvulas** son otras variables que influyen en el rendimiento volumétrico.

Se adivina por intuición que hay una estrecha relación entre el tiempo de abertura de las válvulas y el llenado del cilindro de acuerdo con la velocidad de rotación. En el párrafo siguiente se trata este tema.

Sobre el rendimiento volumétrico pueden influir las ondas de presión que se originan en los conductos de aspiración y de escape como consecuencia de las rápidas variaciones de velocidad que experimenta la masa gaseosa en movimiento.

Cuando las ondas de presión que se forman en el conducto de aspiración tienen un ritmo tal que, poco antes del cierre de la válvula, la presión a la entrada en el cilindro alcanza un máximo o un mínimo, se tiene, respectivamente, un aumento (sobrealimentación por inercia) o una mengua del rendimiento volumétrico. De manera análoga se explica la influencia de las ondas de presión en el escape. Este fenómeno se aprovecha cuanto sea posible escogiendo oportunamente la longitud de los conductos.

Por último, el rendimiento volumétrico puede mejorarse notablemente comprimiendo el fluido antes de introducirlo en el cilindro, y todavía más, si a la compresión sigue un buen enfriamiento entre el compresor y el cilindro.

X. 3. Tiempo de abertura de las válvulas y su influencia sobre el rendimiento volumétrico

Los datos relativos a los tiempos de abertura de las válvulas pueden ser reunidos en un diagrama como el indicado en la figura 81, en el cual se fijan los instantes en que comienzan a levantarse las válvulas y los correspondientes a su cierre, haciendo referencia a los puntos muertos.

En los ciclos ideales se ha supuesto que la abertura y el cierre de las válvulas se efectúa instantáneamente en correspondencia con los puntos muertos. En la práctica, las válvulas se abren y se cierran cuando el pistón se halla en posición distante de dichos puntos. En particular, el comienzo de la abertura de la válvula de escape y el cierre de la de aspiración están generalmente distantes del P. M. I.

En la figura 81 se representa el diagrama de la distribución de un motor con los siguientes datos:

Inicio abertura válvula de aspiración ...	12º antes	del P. M. S.
Cierre de la válvula de aspiración	55º después	del P. M. I.

Inicio abertura válvula de escape	60° antes	del P. M. I.
Cierre válvula de escape	10° después	del P. M. S.

El adelanto a la abertura de la válvula de aspiración respecto al P.M.S. es principalmente consecuencia de la ley que sigue la válvula en su movimiento. En efecto, el tiempo que dura el movimiento de abertura es relativamente largo, pues para tener un funcionamiento regular no se deben superar ciertos valores de la velocidad y aceleración de la válvula.

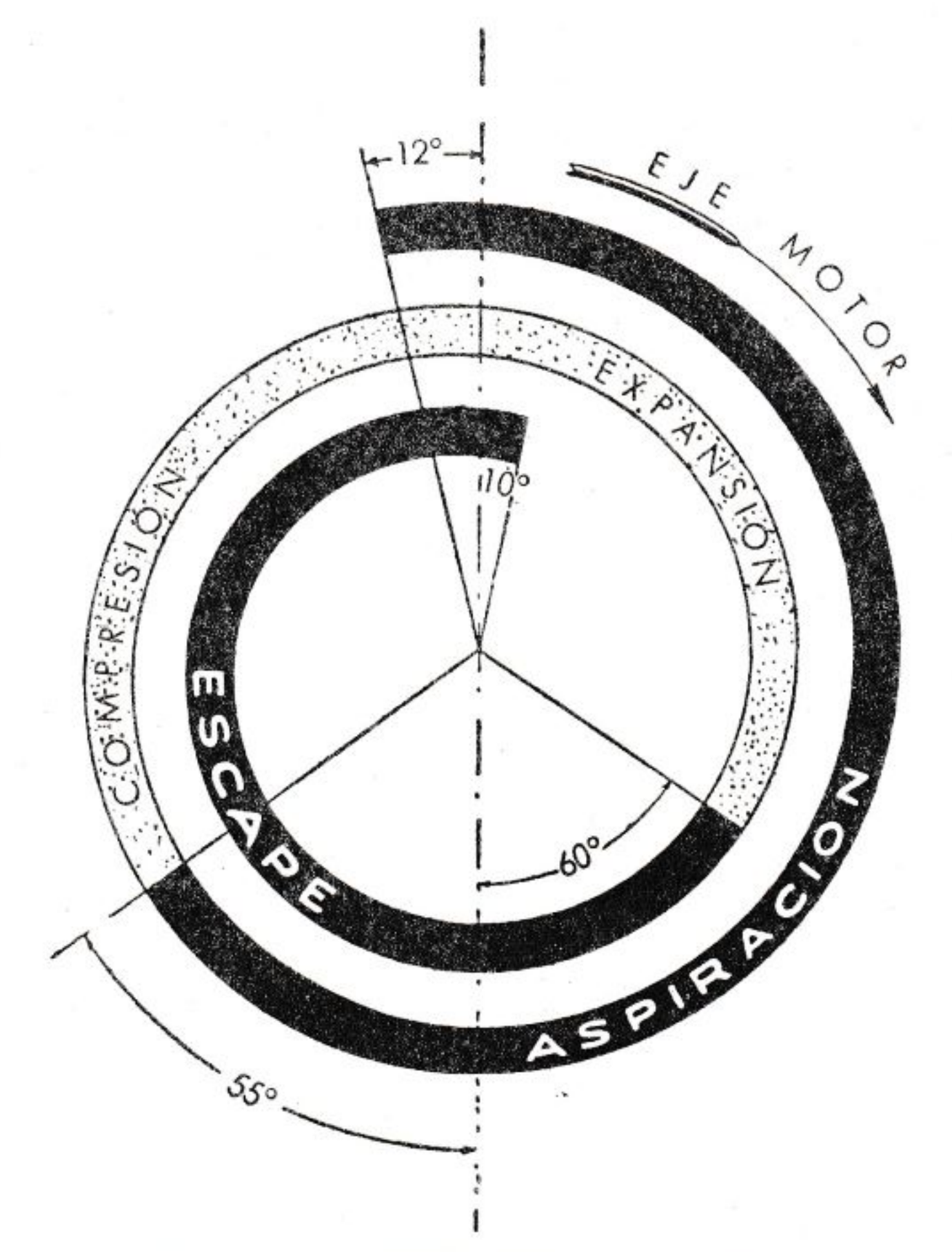


FIG. 81 — Diagrama de la distribución de un motor de 4 tiempos.

Por ello, a fin de que la válvula esté completamente abierta en el momento más conveniente para obtener el máximo llenado del cilindro, es necesario que el comienzo de la abertura sea antes del P. M. S. El adelanto en los motores rápidos ha de ser mayor que en los lentos.

El **retraso en el cierre** respecto al P.M.I. sirve principalmente para utilizar la inercia del fluido que se encuentra en movimiento en el conducto de admisión. Durante la carrera de aspiración, el fluido al-

canza una velocidad que es todavía elevada cuando el pistón disminuye la suya al aproximarse al P.M.I. Por ello, y por efecto de la inercia, el fluido continúa entrando en el cilindro cuando ya el pistón ha iniciado la carrera de compresión. Cuanto mayor sea la velocidad de rotación del motor, tanto mayor será el efecto de inercia del gas y, por consiguiente, más retraso debe darse al cierre de la válvula.

En el párrafo anterior hemos señalado la formación de ondas de presión en los conductos. Eligiendo oportunamente la longitud del conducto de aspiración se puede hacer que la oscilación de la columna de gas producida por la aspiración intermitente esté en fase con el movimiento de la válvula, de forma que refuerce el efecto de inercia. Con este recurso se puede lograr un grado de llenado superior al normal, llamado por los ingleses *ram effect*.

El **adelanto con que se efectúa, respecto al P.M.I., la abertura de la válvula de escape,** tiene por objeto aminorar la presión de los gases antes del comienzo de la carrera de escape, aproximando su valor al del ambiente externo, sin reducir, empero, sensiblemente el trabajo de expansión. En efecto, cuando el pistón se aproxima al P.M.I., la presión tiene un valor bajo y actúa sobre el eje cigüeñal con un brazo de palanca pequeño con tendencia a anularse, mientras que la válvula se abre gradualmente para alcanzar la máxima abertura cuando la carrera de escape está ya iniciada.

El efecto de la menor expansión está compensado por una expulsión más completa de los gases.

El **retraso en el cierre** con respecto al P.M.S. tiene en cuenta, como en el caso de la aspiración, la forma gradual o progresiva con que se cierra la válvula, y la inercia de los gases.

Los ángulos de adelanto y de retraso varían especialmente con relación a la velocidad media de salida del gas y a la aceleración de la válvula. El experimentador inglés Ricardo ha encontrado que para una velocidad media del gas de 60 m/seg y con una aceleración normal en la válvula, las mejores condiciones se obtienen cuando la válvula ha alcanzado la mitad de la abertura estando el pistón en el P. M. I., y cuando hallándose el pistón en el P. M. S., la válvula permanece todavía abierta un 5 %.

Según se representa en el diagrama, en las proximidades del P. M. S. ya queda abierta del todo la válvula de aspiración antes de que acabe de cerrarse la de escape. El ángulo que se observa durante el lapso en que las dos válvulas están simultáneamente abiertas, se llama **ángulo de solape.** Como las secciones de paso entre las válvulas y el asentamiento de las mismas, durante el solape, son bastante pequeñas, porque la válvula de aspiración está iniciando su abertura y la de escape se aproxima a su asiento, la velocidad de los gases de escape es alta, y la corriente propende a mantener la dirección del movimiento. En regímenes normales de explotación del motor no puede ocurrir que los

gases de escape tiendan a penetrar en el conducto de aspiración durante el solape.

El rendimiento volumétrico depende del ángulo de solape, además de la velocidad del gas en el conducto y a través de la sección de paso de las válvulas. Si dependiera sólo de la velocidad del gas, alcanzaría su valor máximo al coincidir con el mínimo de revoluciones, puesto

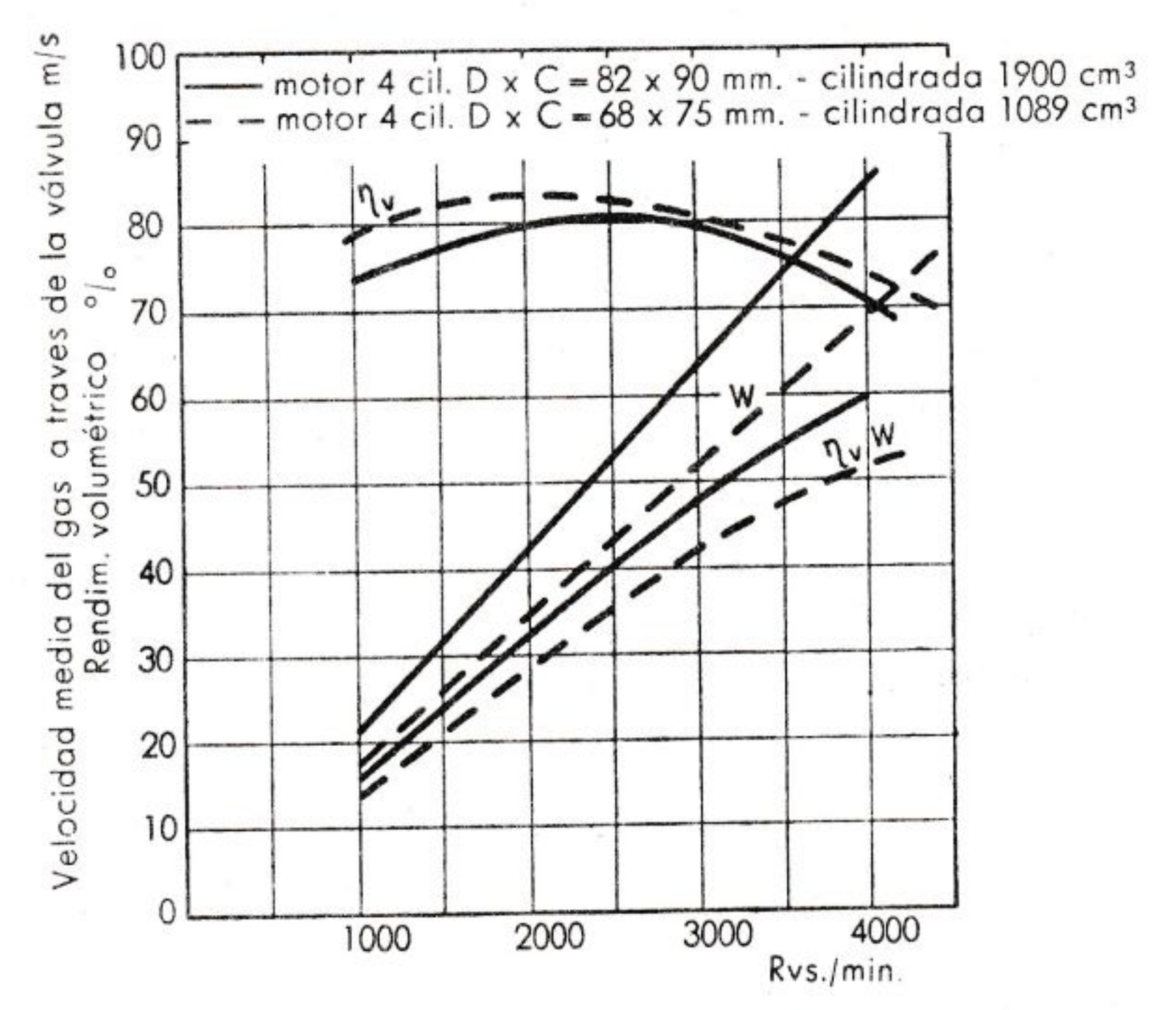


FIG. 82. — Rendimiento volumétrico y velocidad media teórica del gas a través de la válvula de aspiración para dos motores normales de automóvil de 4 tiempos y de gasolina.

que la pérdida de carga es, aproximadamente, proporcional al cuadrado del número de r.p.m. Pero la elección de los tiempos de abertura de las válvulas contribuye en gran medida a variar esta condición.

Así, por ejemplo, un motor diseñado para funcionar a regímenes elevados tiene un ángulo de retraso en el cierre de la válvula de aspiración más bien amplio. Por debajo de cierto régimen, la inercia de la columna de gas aspirado disminuye en relación a su escasa velocidad y, por ello, al iniciarse la carrera de compresión, una parte de la carga es devuelta al conducto de aspiración a través de la válvula todavía abierta. En consecuencia, el rendimiento volumétrico resulta disminuido.

La curva del rendimiento volumétrico presenta, en general, un punto de máxima a un régimen de velocidad intermedio, como puede observarse en la figura 82, en la cual se han trazado las curvas del rendimiento volumétrico η_v y de la velocidad media teórica W del gas a través

de la válvula de aspiración, en función del número de revoluciones. En la misma está indicada también la curva correspondiente al producto $\eta_v W$.

Por tanto, para modificar la curva del rendimiento volumétrico es necesario actuar, ya sobre la velocidad del gas, ya sobre la distribución. La curva de la potencia variará en consecuencia, como veremos en el párrafo siguiente.

En la práctica resulta imposible establecer, por medio del cálculo, cuáles son los valores óptimos de los ángulos de adelanto y retraso para un motor dado, pues dependen de muchos factores, algunos de ellos incluso de carácter constructivo. Pero tomando como base consideraciones teóricas y datos de comparación con motores conocidos, es posible establecer para el proyecto valores aproximados, si no exactamente iguales, a los que se podrían obtener experimentalmente para lograr mejores resultados.

Cuando se habla de diagramas de distribución se entiende que son teóricos, es decir, que están definidos por la forma del camón de la válvula, considerando la transmisión intermedia indeformable y sin huelgo. En realidad, entre las regulaciones teórica y efectiva existen siempre diferencias originadas de la elasticidad y de los órganos que forman el mecanismo, de los huelgos existentes y de las dilataciones producidas por las temperaturas que se alcanzan en funcionamiento. Teniendo en cuenta estas razones de carácter constructivo (las cuales pueden determinar variaciones de ángulos de 6° y 8°) las razones principales de la necesidad de adelantar la abertura y retrasar el cierre de la válvula de aspiración se relacionan con la velocidad W del fluido y con la forma del camón.

X. 4. Influencia de la velocidad del gas y de los tiempos de abertura de la válvula sobre la curva de potencia

Variando la sección de los conductos, las dimensiones de las válvulas, o los tiempos de abertura de las mismas, o bien los unos y los otros a la vez, se pueden provocar variaciones apreciables de la potencia en el campo de revoluciones preelegido.

Los efectos de la variación en las dimensiones de los conductos y de las válvulas (1) y, por tanto, de la velocidad del gas se pueden resumir en la siguiente forma:

Aumentando las dimensiones de los conductos y de las válvulas, mejora el rendimiento volumétrico en regímenes altos, pues, al decrecer

(1) Una variación del diámetro de la válvula y del conducto trae consigo generalmente una variación en la alzada, por la necesidad de respetar la condición de equivalencia entre sección de paso de la válvula y sección de paso del conducto.

la velocidad del gas, disminuye la pérdida de carga. En regímenes bajos, la velocidad del gas se reduce, y varía la influencia que los tiempos de abertura ejercen sobre el rendimiento volumétrico; como ya se ha dicho, puede también ocurrir que, al comenzar la fase de compresión, una cierta cantidad de mezcla sea devuelta al conducto de admisión.

En definitiva, aumentando válvulas y conductos se propende hacia un régimen más alto el máximo valor del rendimiento volumétrico y, por tanto, el del par máximo y de potencia máxima. El régimen máximo del motor aumenta al igual que la potencia, mientras que en regímenes bajos esta última disminuye. Secundariamente se produce asimismo un aumento del régimen mínimo del motor. Todo esto se resume en una elevación de la curva del momento de torsión a las altas revoluciones y un descenso de la misma a las bajas, es decir, se obtiene un funcionamiento menos estable del motor.

La reducción de la velocidad del gas en regímenes bajos es causa de otros importantes fenómenos: en los motores de carburación favorece la condensación del combustible hasta tal punto, que en ciertos casos se forman sobre las paredes de los conductos una película de carburante, mientras que en los motores de inyección se perjudica la turbulencia y, por tanto, empeora la combustión. Como consecuencia, se originan irregularidades en la marcha y aumento del consumo específico a las revoluciones bajas.

— Disminuyendo las dimensiones de los conductos y de las válvulas, las variaciones se efectúan en sentido opuesto. El aumento de la velocidad del gas en los conductos desvía hacia un régimen inferior el rendimiento volumétrico máximo y, por tanto, el par y la potencia máximos. El régimen máximo del motor se reduce, la potencia a elevadas revoluciones disminuye y la correspondiente a las bajas aumenta. El funcionamiento del motor resulta más estable, y mejora el «mínimo».

La figura 83 ilustra la influencia que ejercen las dimensiones de conductos y válvulas sobre las curvas características de un motor: las curvas de línea continua corresponden a conductos y válvulas de dimensiones grandes; las de trazos, a conductos y válvulas de dimensiones más pequeñas.

— *Los efectos en la variación de los tiempos de abertura de las válvulas* pueden resumirse como sigue:

1) **Con tiempos de abertura largos**, es decir, con elevados valores de los ángulos de admisión y escape, las variaciones son comparables con las que se obtienen al aumentar las dimensiones de los conductos y de las válvulas, es decir, se consigue un aumento del régimen máximo de rotación de un motor y un incremento de potencia a las altas revoluciones porque se aprovecha la energía cinética del gas. En efecto, si se procede de manera que la válvula de escape permanezca todavía abierta un tiempo suficiente cuando el pistón está en el P.M.S. al final

de la carrera del mismo, se produce en el cilindro, a consecuencia de la velocidad de los gases que salen, una represión, que se utiliza para succionar el gas antes de que se inicie la carrera de aspiración abriendo para ello con adelanto la válvula de ésta. Del mismo modo, aprovechando la inercia de la columna de gas entrante, se puede conseguir

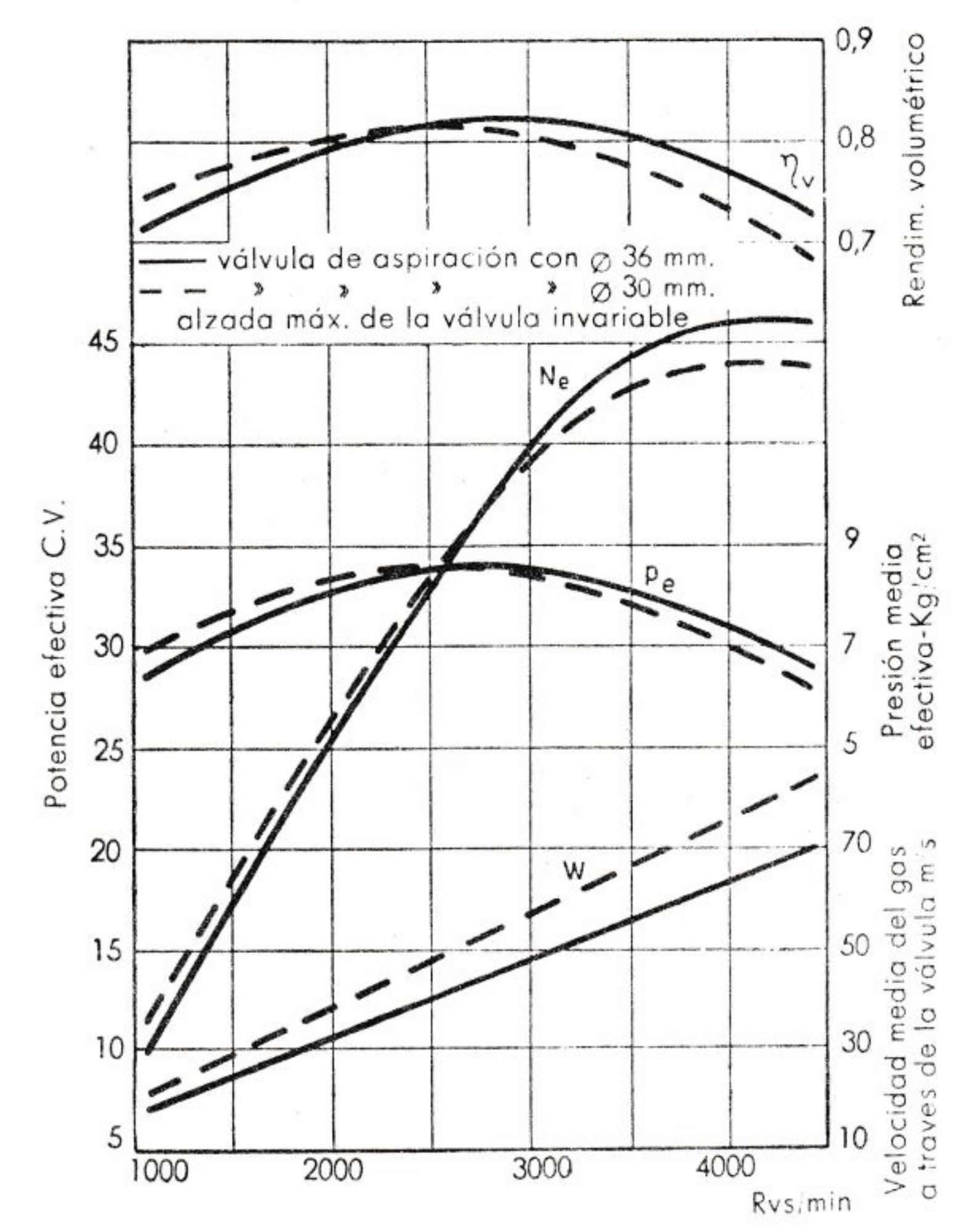


FIG. 83. — Curvas características de un motor de 4 tiempos de carburación (4 cil. —D × C = 82 × 26 m cilindrada 1395 cm³) para dos diferentes dimensiones de las válvulas y de los conductos de aspiración.

que continúe el llenado del cilindro durante la primera parte de la carrera de compresión. Éste es el efecto del llamado *solape* de las fases de aspiración y de escape. Mientras que con este medio se aumenta el régimen máximo y, por tanto, la potencia, se tiene, por el contrario, a regímenes bajos una reducción de la misma porque disminuye la influencia de la inercia del gas entrante y, por tal motivo, aumenta la

cantidad de mezcla devuelta fuera del cilindro, lo cual determina una disminución del rendimiento volumétrico del motor.

2) Con **tiempos de abertura breves** se impide la contingencia de que el motor funcione a regímenes elevados y se logra una reducción de la potencia máxima en favor de la potencia a regímenes bajos.

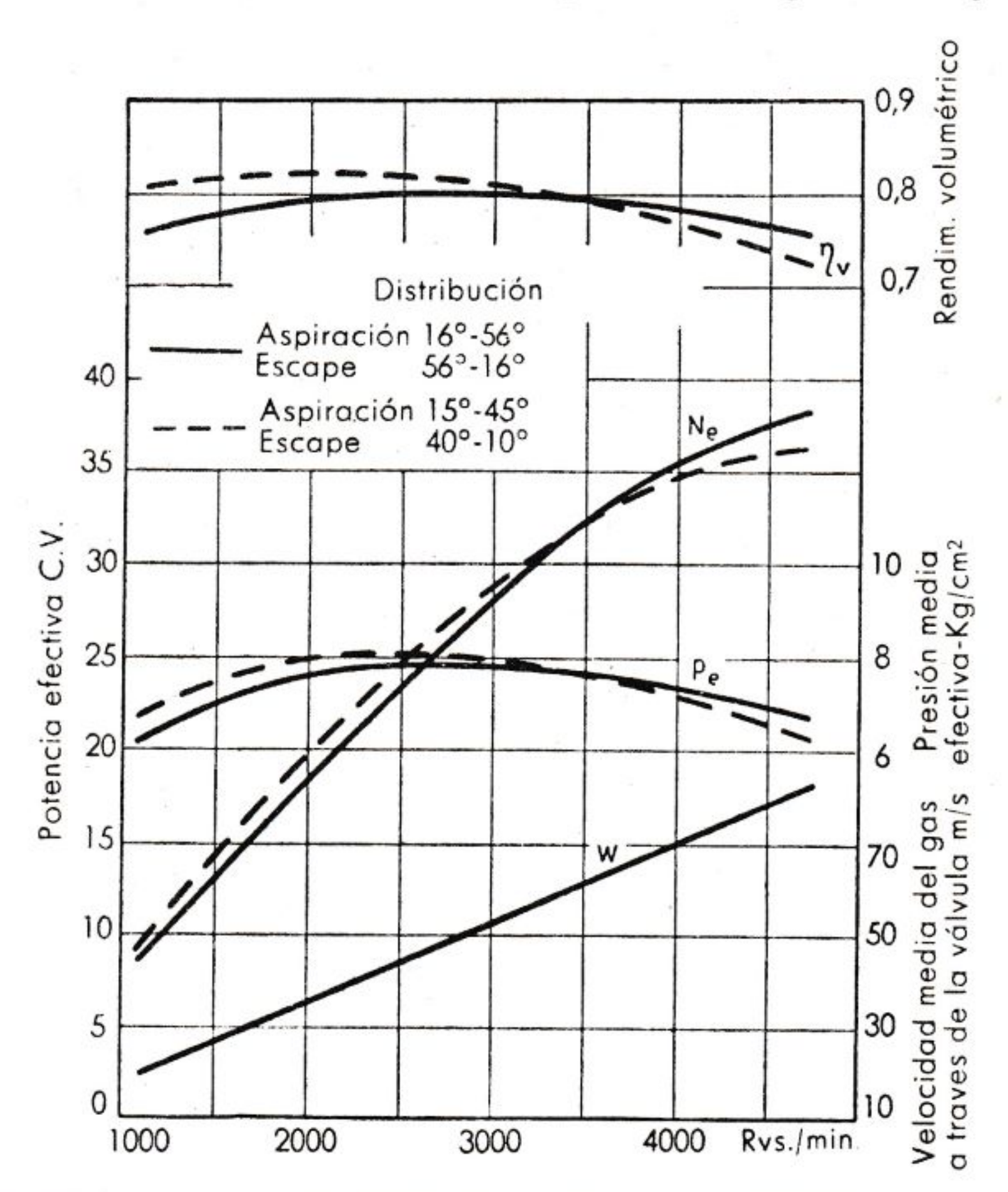


FIG. 84. — Curvas características de un motor de 4 tiempos de carburación (4 cil.—D × C = 68 ×275 mm, cilindrada 1098 cm³) para dos distribuciones diferentes.

En la figura 84 están representadas las curvas características y los rendimientos volumétricos de un mismo motor con tiempos de abertura breves (curva de trazos) y largos (curza de línea continua).

Resulta, por consiguiente, claro que en los casos en que interesa tener la máxima potencia posible (por ejemplo, en vehículos deportivos), se adoptarán amplios ángulos de adelanto y retraso, así como grandes dimensiones en los conductos y en las válvulas. Por el contrario, se adoptarán ángulos pequeños y conductos «estrangulados» en los

casos en que interesa obtener regímenes modestos de rotación (como, por ejemplo, en motores para instalaciones fijas, en los cuales resulta de sumo interés el factor «duración») y desplazar el máximo par motor hacia los bajos regímenes.

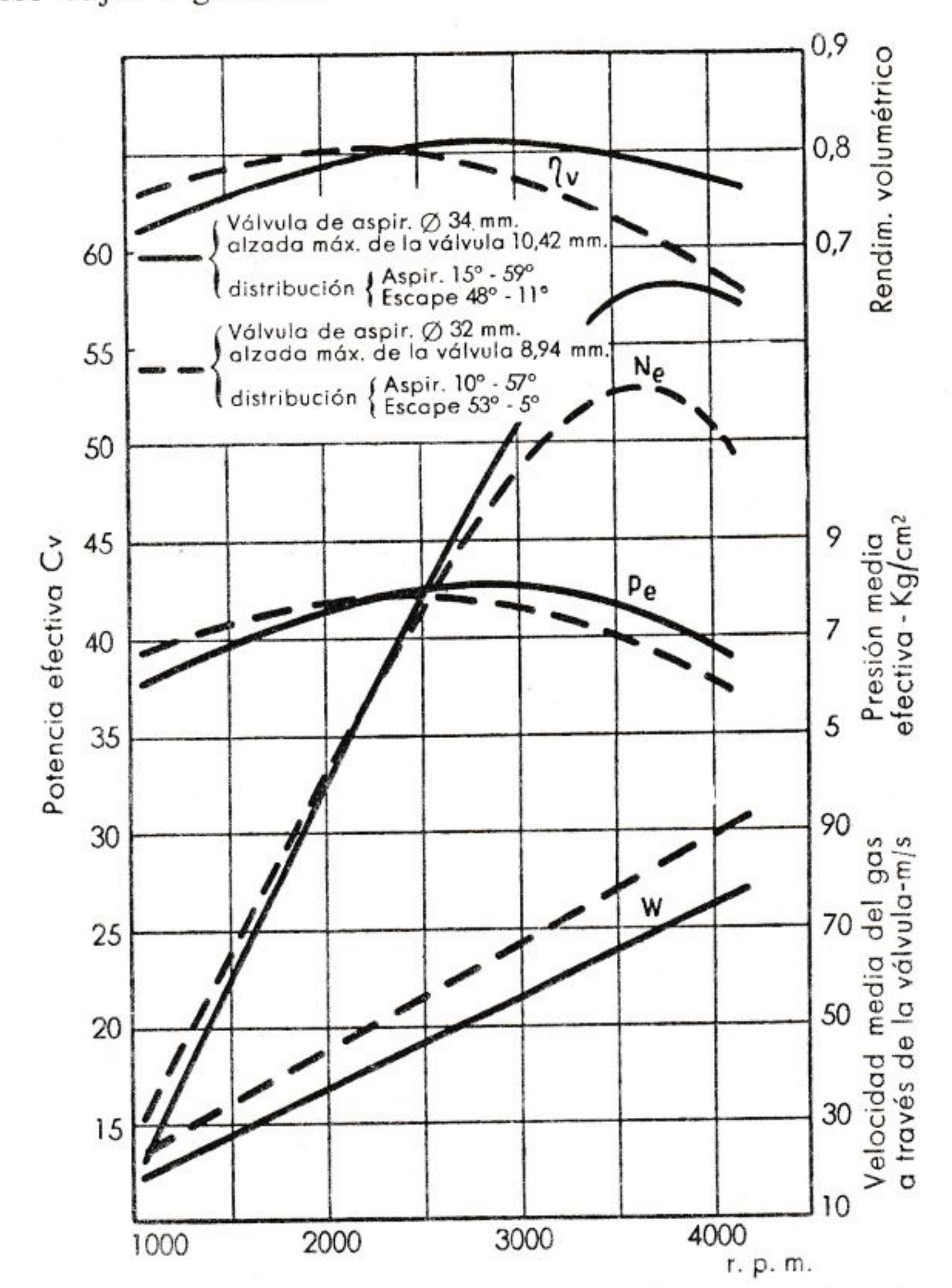


FIG. 85. — Curvas características de un motor de 4 tiempos de carburación (4 cil. — D × C = 82 × 90 mm., cilindrada 1900 cm³) para dos diferentes distribuciones y dimensiones de las válvulas y de los conductos de aspiración.

La figura 85 muestra la consecuencia de las variaciones en las dimensiones de conductos y válvulas de admisión y de los tiempos de abertura de las válvulas sobre las curvas características de un motor normal de carburación a 4 tiempos.

X. 5. Pérdida de potencia por causa de las resistencias pasivas

Entre las partes en contacto dotadas de movimiento relativo, así como entre el gas y las paredes de los conductos y entre las mismas moléculas del gas, se producen rozamientos que absorben cierta cantidad de trabajo. El trabajo absorbido por el movimiento del gas es, como ya sabemos, el **trabajo de bombeo,** el cual depende de las seccio-

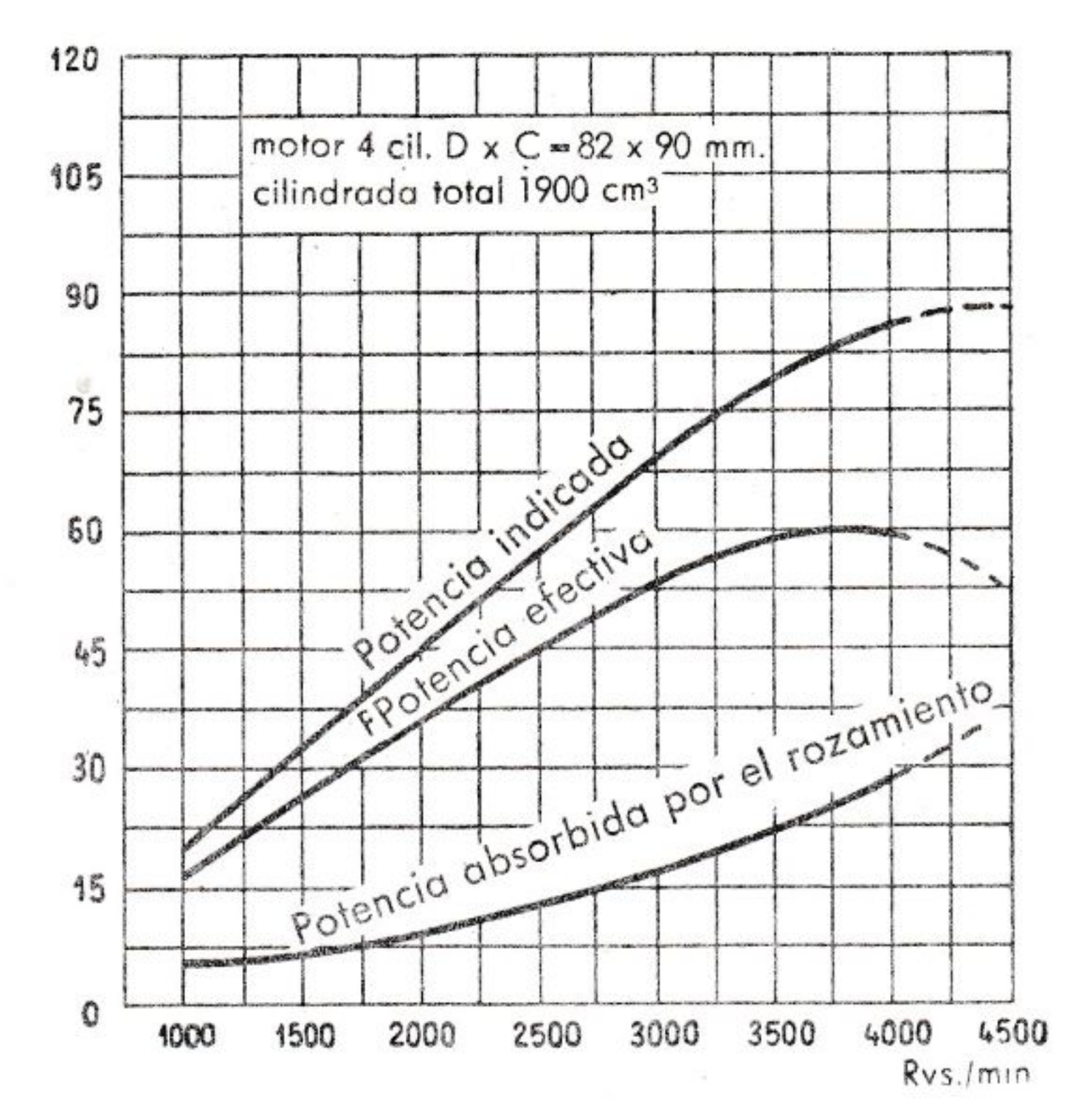


FIG. 86. — Potencia absorbida por las resistencias pasivas (rozamiento).

nes y forma de los conductos, así como de la velocidad del gas. El trabajo absorbido por el rozamiento entre las superficies deslizantes depende del acabado de éstas, de las características de la lubricación, del grado de precisión en el acoplamiento, etc.

La experiencia enseña que la pérdida de potencia originada por los rozamientos es, en parte, proporcional a la velocidad y, en parte, proporcional al cuadro de la misma.

En la figura 86 se han trazado las curvas de la potencia indicada N_i, de la potencia efectiva N_e y de la absorbida por los rozamientos N_p en función del número n de revoluciones del motor y con abertura

total. La potencia absorbida por los rozamientos equivale a la diferencia entre las otras dos. Las relaciones entre los valores de la potencia efectiva y los correspondientes a la potencia indicada representan los valores del rendimiento mecánico η_m en los diversos tipos de revoluciones. La potencia indicada N_i comienza a decrecer a un cierto régimen como consecuencia de la disminución del rendimiento volumétri-

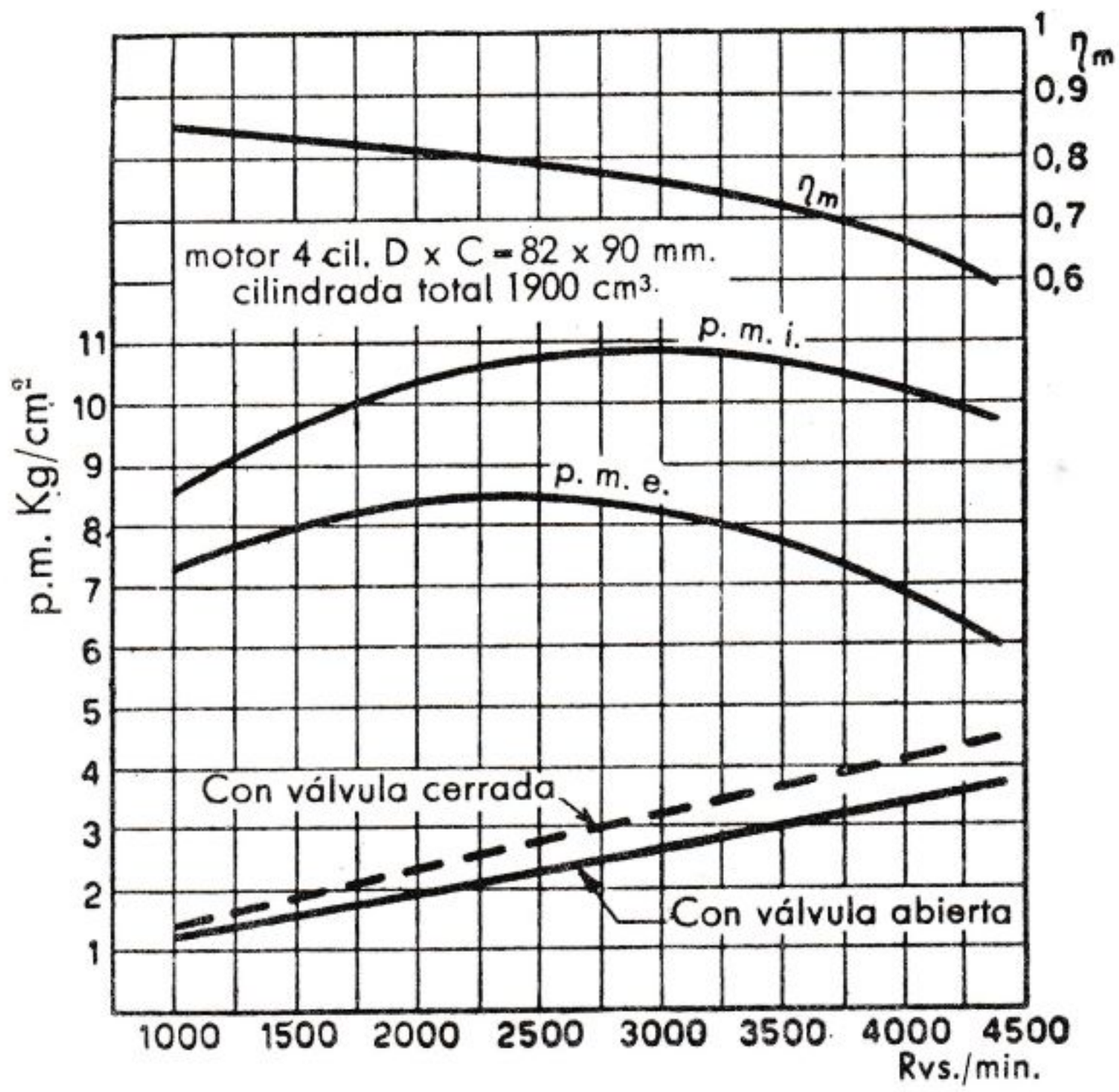


FIG. 87. — Presión media absorbida por las resistencias pasivas y rendimiento mecánico de un motor de 4 tiempos de carburación.

co; si continúa aumentando el número de revoluciones, se llega a un régimen en el cual la potencia absorbida por los rozamientos N_p es igual a la potencia indicada y se anula la potencia efectiva N_e.

En la figura 87 se han trazado, siempre en función de la velocidad de rotación, la curva de la presión media indicada p_i, de la presión media efectiva p_e y de la presión media absorbida por las resistencias de rozamiento. También está indicada la curva del rendimiento mecánico η_m para el modelo particular de motor considerado.

El rendimiento mecánico al régimen de máximo par varía entre 0,8 y 0,9. En general, para los motores de automóvil cuyo η_m es, con plena carga, igual a 0,8, si el par desciende a un 30 % de su valor máximo, η_m alcanza un valor aproximado de 0,55.

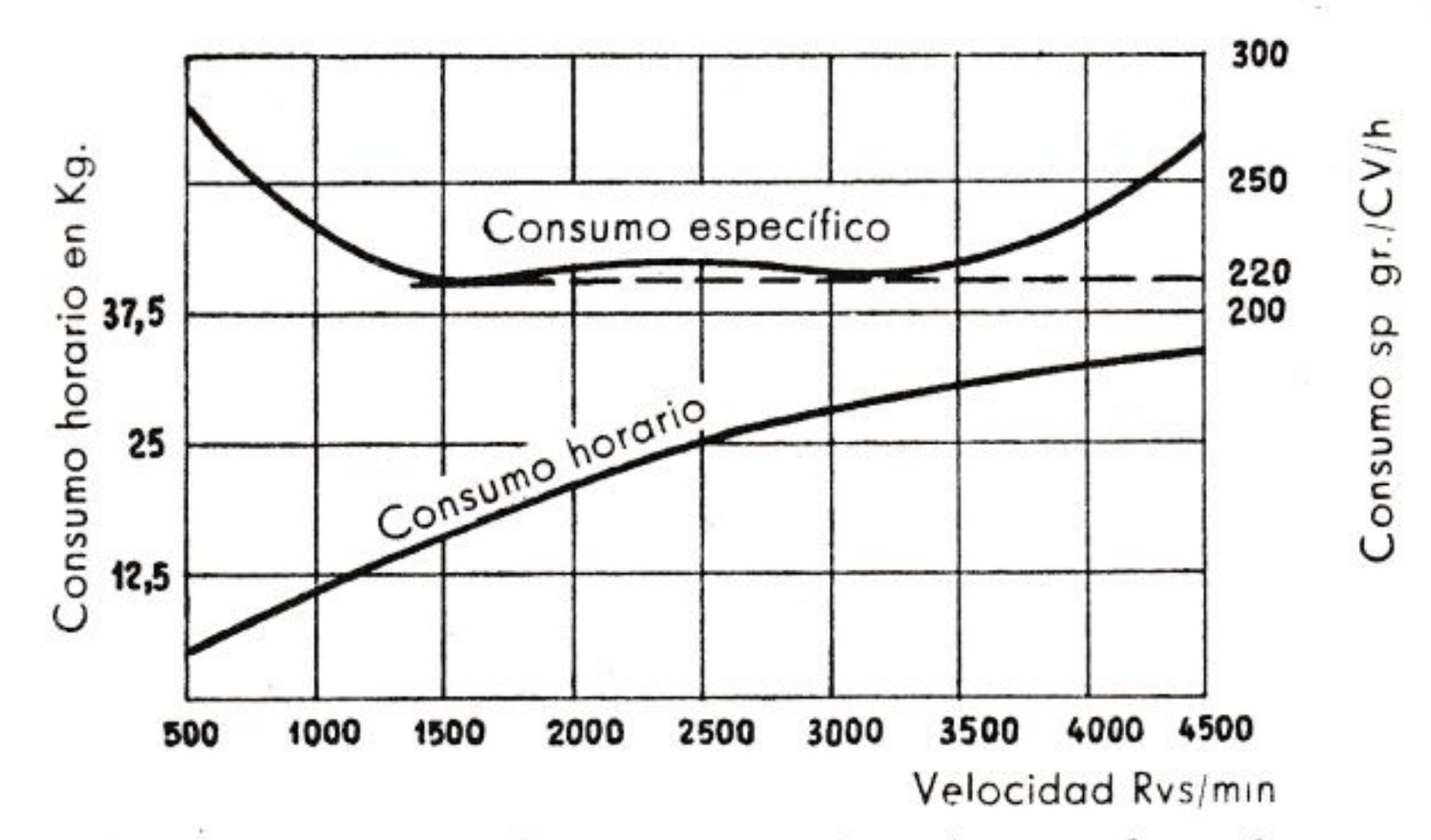


FIG. 88.— Consumo específico y consumo horario con plena abertura al variar el régimen.

En la figura 88 se han trazado las curvas del consumo específico en gr/CVh y del consumo horario en kg y en función del número de revoluciones por minuto correspondientes a un motor de EB. El consumo específico tiene el valor mínimo en regímenes intermedios y crece cuan-

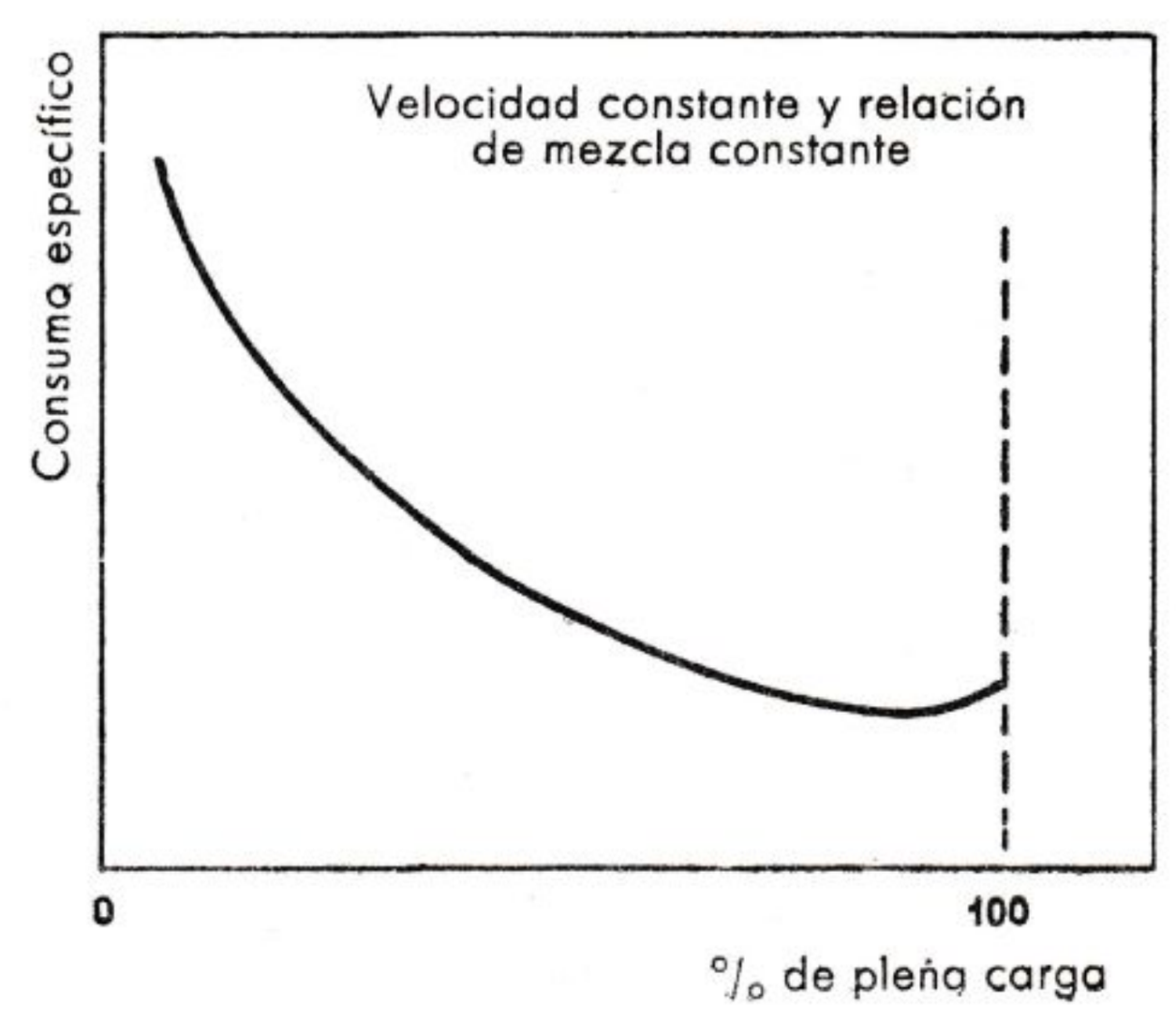


FIG. 89. — Curva típica del consumo específico a velocidad constante y carga variable.

do el motor funciona a bajos y altos regímenes. A baja velocidad prevalece la pérdida de calor a través de las paredes, mientras que a velocidad alta tiene mayor importancia la pérdida debida a los rozamientos; por ello, al aumentar el número de revoluciones el consumo horario crece en proporción mayor que la potencia efectiva y, en consecuencia, aumenta el consumo específico.

Si se mide el consumo específico para un mismo número de revoluciones del motor, variando la abertura de la mariposa (o en el caso Diesel, el caudal de la bomba de inyección) y correlativamente la carga, es decir, la p.m.e., se obtienen curvas interesantes, en especial útiles en el caso de las aplicaciones automovilísticas.

En la figura 89 se ha trazado una de estas curvas relativa a un motor de carburación, de la cual se infiere de manera evidente que, reduciendo la abertura y, por tanto, la carga, el consumo específico aumenta de un modo rápido. En efecto, con el cierre gradual de la mariposa crece la potencia absorbida por el bombeo, la potencia absorbida por los rozamientos permanece casi constante, mientras que la potencia indicada disminuye; la potencia efectiva decrece, pues, más rápidamente que el consumo horario y, por ello, el consumo específico aumenta.

En el párrafo VII, 3 hemos explicado cómo se mide en la práctica la potencia absorbida por los rozamientos.

X. 6. El consumo específico de los motores de 4 tiempos de encendido por chispa

Según queda indicado en el párrafo anterior, el consumo específico varía al cambiar el régimen de rotación y la carga, es decir, la p.m.e. Para obtener un cuadro completo de la forma de variar el consumo específico en todo el campo de funcionamiento del motor, se puede recurrir al llamado *plano acotado de consumos.*

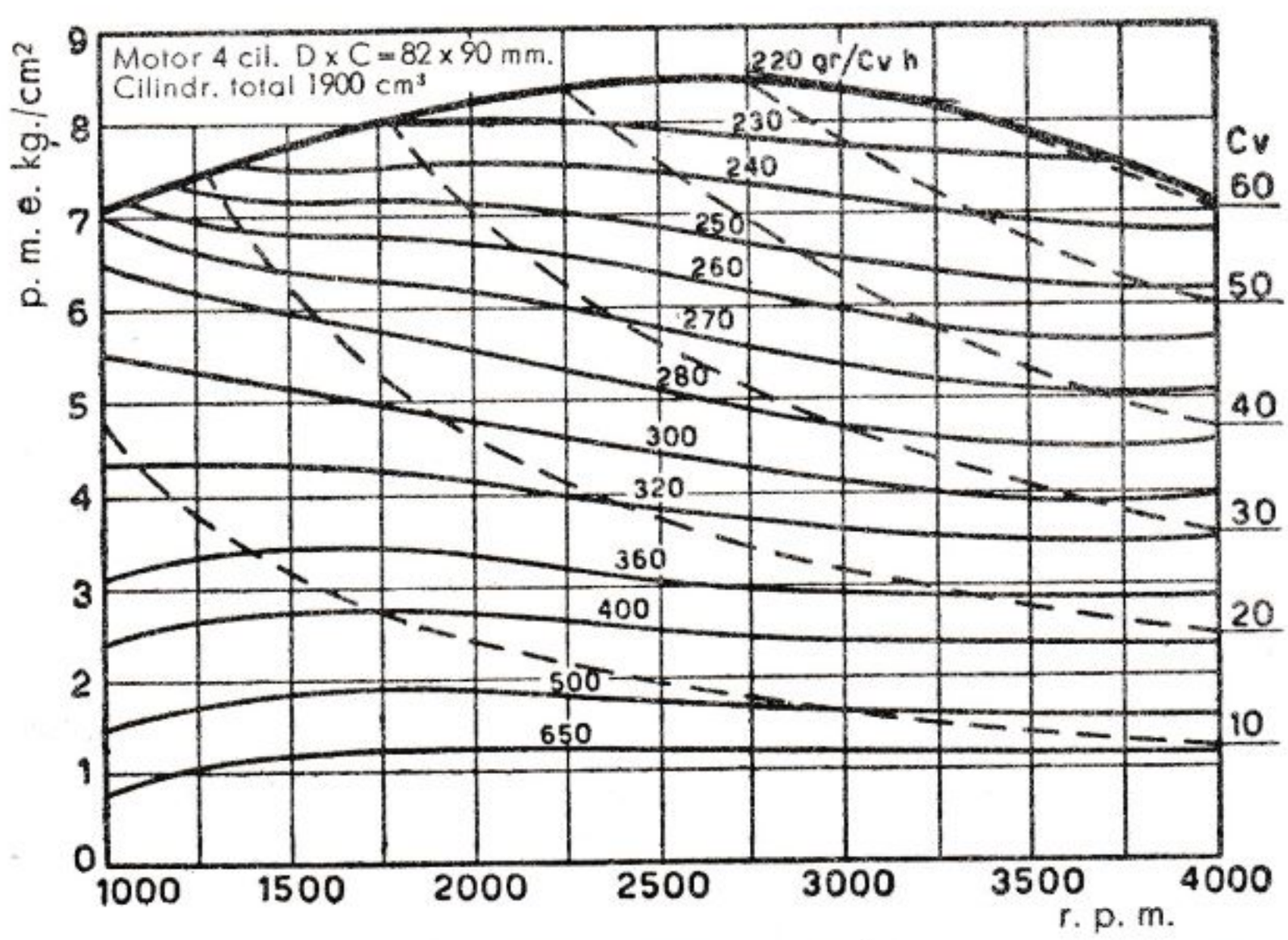


FIG. 90. — Plano acotado de los consumos obtenidos experimentalmente para un motor de ciclo Otto.

Las figs. 90-91 reproducen **el plano acotado de consumos** obtenido en el banco de prueba **para un motor de ciclo Otto:** Se han trazado las curvas de igual consumo específico en función de la p.m.e. y del número de revoluciones. Como referencias se han indicado también por medio de trazos las curvas de igual potencia (que son trozos de hipérboles).

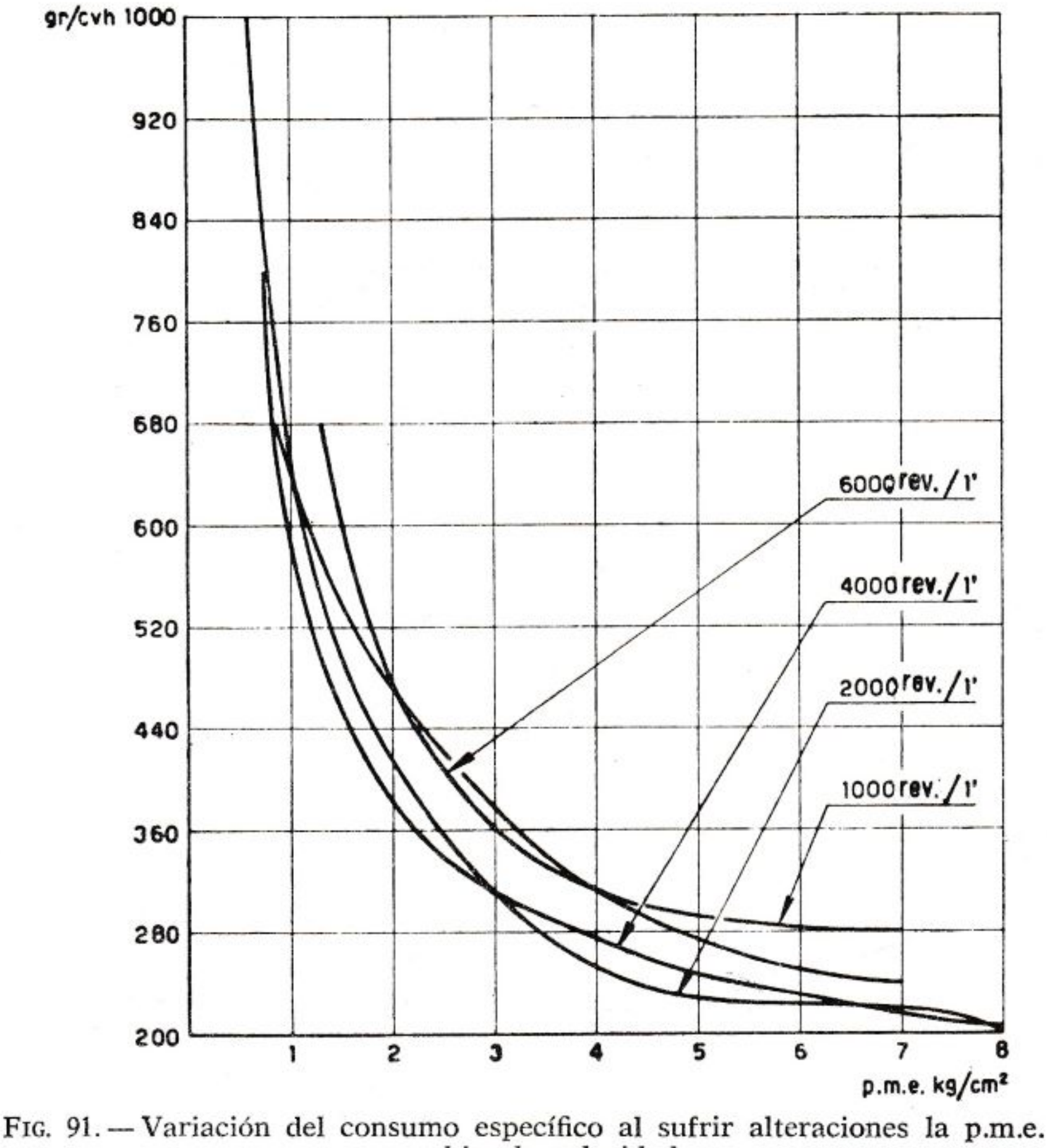


FIG. 91. — Variación del consumo específico al sufrir alteraciones la p.m.e. y cambiar la velocidad.

Se deduce de los diagramas que el consumo específico varía mucho con las alteraciones de la p.m.e. y relativamente poco al cambiar la velocidad del motor.

En general, y en condiciones máximas de p.m.e., el consumo es máximo en regímenes bajos, y disminuye al aumentar las revoluciones, hasta que el motor alcanza los 2/3-3/4 de la máxima velocidad, para después crecer de nuevo con posteriores aceleraciones de la velocidad. Son varias las razones de este hecho. Ante todo, recordemos lo expuesto en el párrafo anterior, es decir, que a través de las paredes

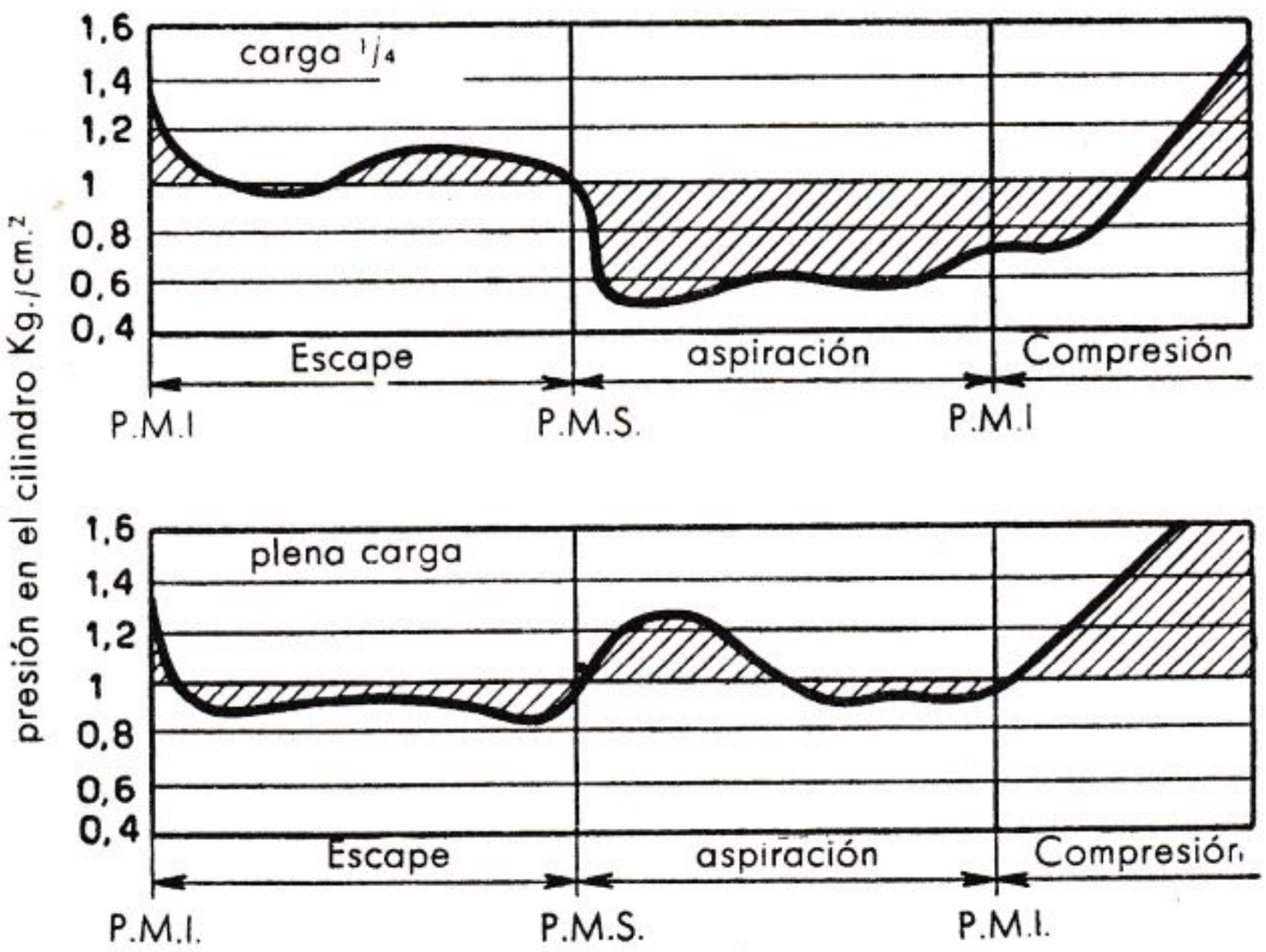


FIG. 92. — Presiones en el interior del cilindro durante las fases de aspiración y escape en motores que funcionan con plena carga y con carga reducida a 1/4.

del cilindro y de la cámara se disipa, en regímenes bajos, un tanto por ciento del calor desarrollado en la combustión mayor del que se pierde con regímenes elevados, teniendo en cuenta el tiempo que los gases calientes permanecen en contacto con las paredes. Además, en el curso de regímenes bajos la mezcla es rica, motivo por el cual pueden producirse condensaciones y fenómenos de oscilación de la presión en los conductos. La causa de que a cierto régimen el consumo específico comience a crecer de nuevo radica en el intenso gradiente de aumento de las pérdidas mecánicas que en aquel régimen adquiere supremacía sobre el mejoramiento del rendimiento térmico. En menor medida se nota el incremento de las pérdidas de bombeo consiguiente al número de la velocidad del gas en los conductos.

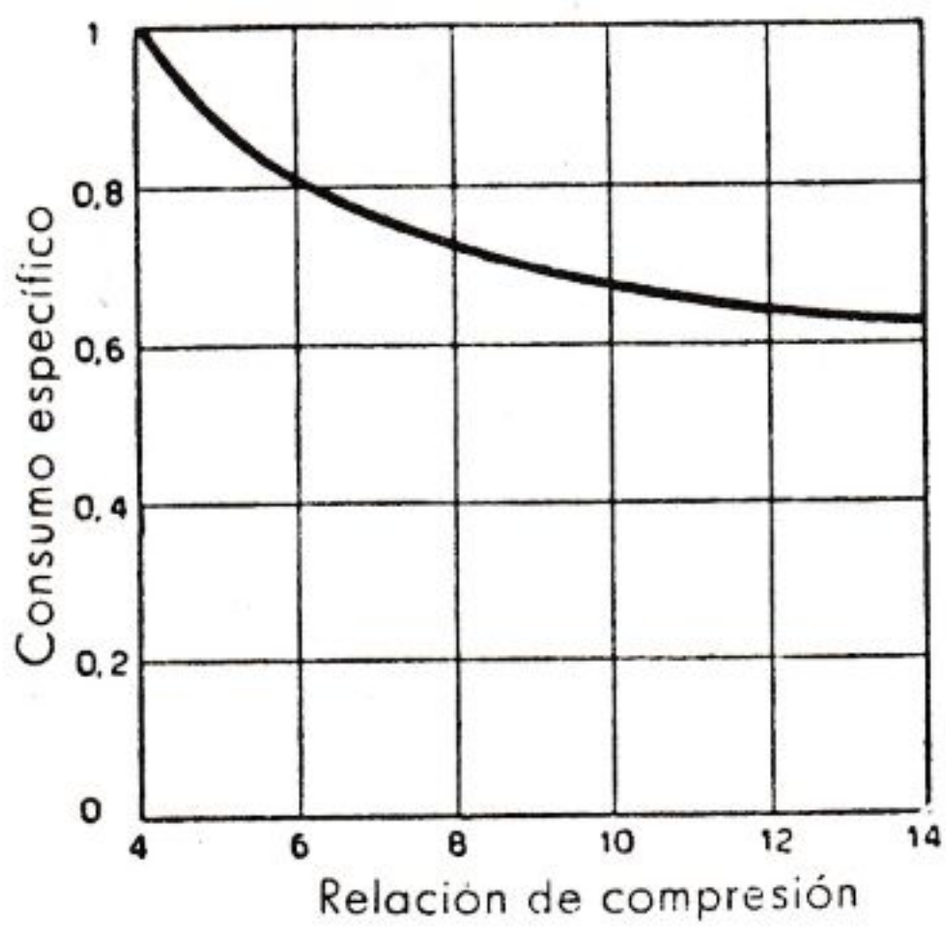


FIG 93. — Variación del consumo específico con respecto a la relación de compresión.

El aumento del consumo específico al descender la p.m.e., a igualdad de régimen de rotación, deriva principalmente de las pérdidas

mecánicas que resultan en un porcentaje siempre mayor al disminuir la p.m.e. (las pérdidas mecánicas, como hemos visto, son prácticamente independientes de la carga del motor). Concurren, además, las pérdidas por «estrangulación» debidas al sistema de regulación de la carga del motor.

En la figura 92 se han llevado los diagramas de las presiones en el cilindro en condiciones de plena carga y de ¼ de carga, para hacer evidente la diferencia en los valores de presión durante la carrera de aspiración, es decir, la diferencia del trabajo de bombeo.

Sobre el consumo del combustible tiene notable influencia la **relación de compresión:** en efecto, como ya hemos comprobado, aumentando la relación de compresión se incrementa el rendimiento térmico ideal y disminuye, por tanto, el consumo específico. En la figura 93 se ha trazado, en función de la relación de compresión, la curva del consumo específico considerada proporcional al rendimiento térmico ideal, suponiendo igual a 1 el consumo específico para una relación de compresión equivalente a 4.

X. 7. El consumo específico de los motores de encendido por compresión

Los motores Diesel tienen consumos específicos más bajos que los motores de ciclo Otto sobre toda la gama de revoluciones y de cargas. Son particularmente buenos los motores de inyección directa a causa de las menores pérdidas de calor debido a la forma más compacta de la cámara de combustión. Como hemos visto en el estudio de los ciclos, el rendimiento termodinámico del ciclo Diesel es, a igualdad de la relación de compresión, inferior a la del ciclo Otto, pero como en la práctica la relación de compresión del ciclo Diesel es por lo menos doble que la del ciclo Otto, el rendimiento es superior y, por tanto, el consumo resulta inferior.

Además, el sistema de alimentación por inyección permite una dosificación más precisa para cada cilindro al variar el régimen y, al no existir estrangulamiento del aire, las pérdidas por bombeo en los regímenes altos son inferiores a las de los motores de carburación (1).

La curva de consumos en las condiciones de p.m.e. máxima es por ello más llana que la de los motores a ciclo Otto, es decir, a los regímenes altos y bajos aumenta menos el consumo respecto a su mínimo valor.

En la figura 94 está representado **el plano acotado de consumos**

---

(1) A no ser que se trate de motores con regulador «por depresión» (sistema que por su economía es normalmente usado en los motores Diesel muy pequeños), caso en el cual ha de utilizarse la válvula de mariposa, y por ello se producen las mismas pérdidas por estrangulación que en el motor con carburador.

para un motor de ciclo Diesel de 4 tiempos e inyección directa. De la comparación entre las figuras 94 y 90 se deduce que, para el Diesel, la curva del mínimo consumo no está sobre la curva de máxima p.m.e., sino a p.m.e. un tanto inferior. La explicación puede resumirse en las siguientes consideraciones: el Diesel, para tener una combustión lo más completa posible, debe funcionar con un exceso de aire muy elevado.

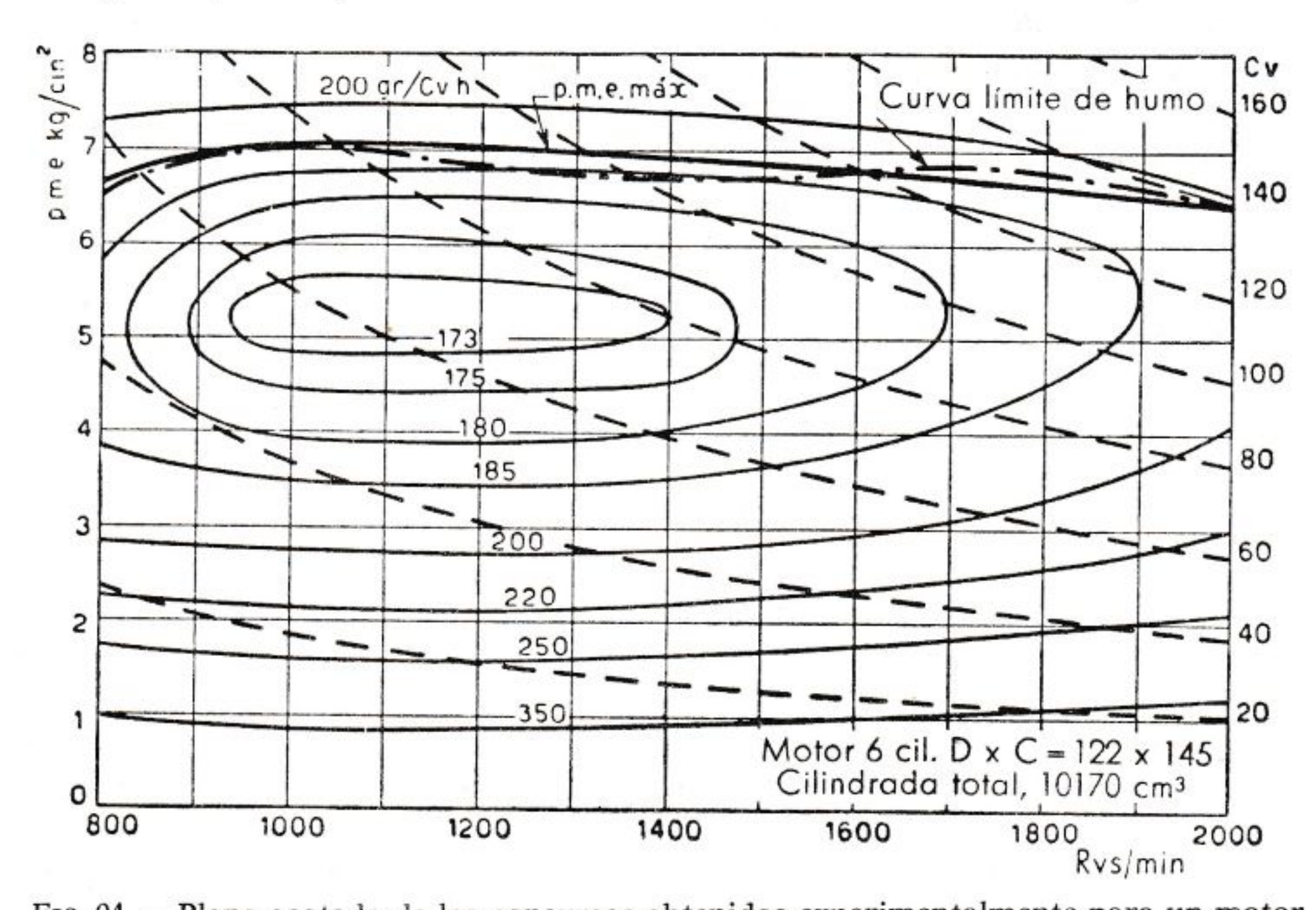


FIG. 94. — Plano acotado de los consumos obtenidos experimentalmente para un motor de ciclo Diesel de inyección directa.

Pero es evidente que para obtener el máximo valor de la p.m.e. en correspondencia con un régimen cualquiera, se debe introducir en el cilindro la máxima cantidad de combustible compatible con una combustión suficientemente regular, es decir, con humo aceptable y con una temperatura no excesiva en los gases de escape.

En estas condiciones, como no varía el llenado del cilindro, ya que se opera siempre al mismo régimen, el exceso de aire no es suficiente para permitir quemar completamente todo el combustible introducido. El consumo específico correspondiente a la p.m.e. de plena carga resulta, por tanto, influido negativamente por la combustión incompleta del combustible introducido. Al disminuir la carga, el consumo específico, que también es influido por las pérdidas mecánicas (proporcionalmente más grandes), tiende a mejorar, puesto que mejora la combustión como consecuencia del aumento en el exceso de aire respecto al combustible introducido. Al pasar la p.m.e. del valor máximo a los $^3/_4$ aproximadamente, el consumo específico se reduce de manera

sensible hasta alcanzar el valor mínimo; si todavía disminuye la p.m.e., el aumento de exceso de aire no tiene prácticamente mayor efecto, mientras que aumenta de manera notable la importancia de las pérdidas mecánicas; de este modo, el consumo específico se eleva nuevamente manteniéndose, sin embargo, inferior al correspondiente a un motor de carburación.

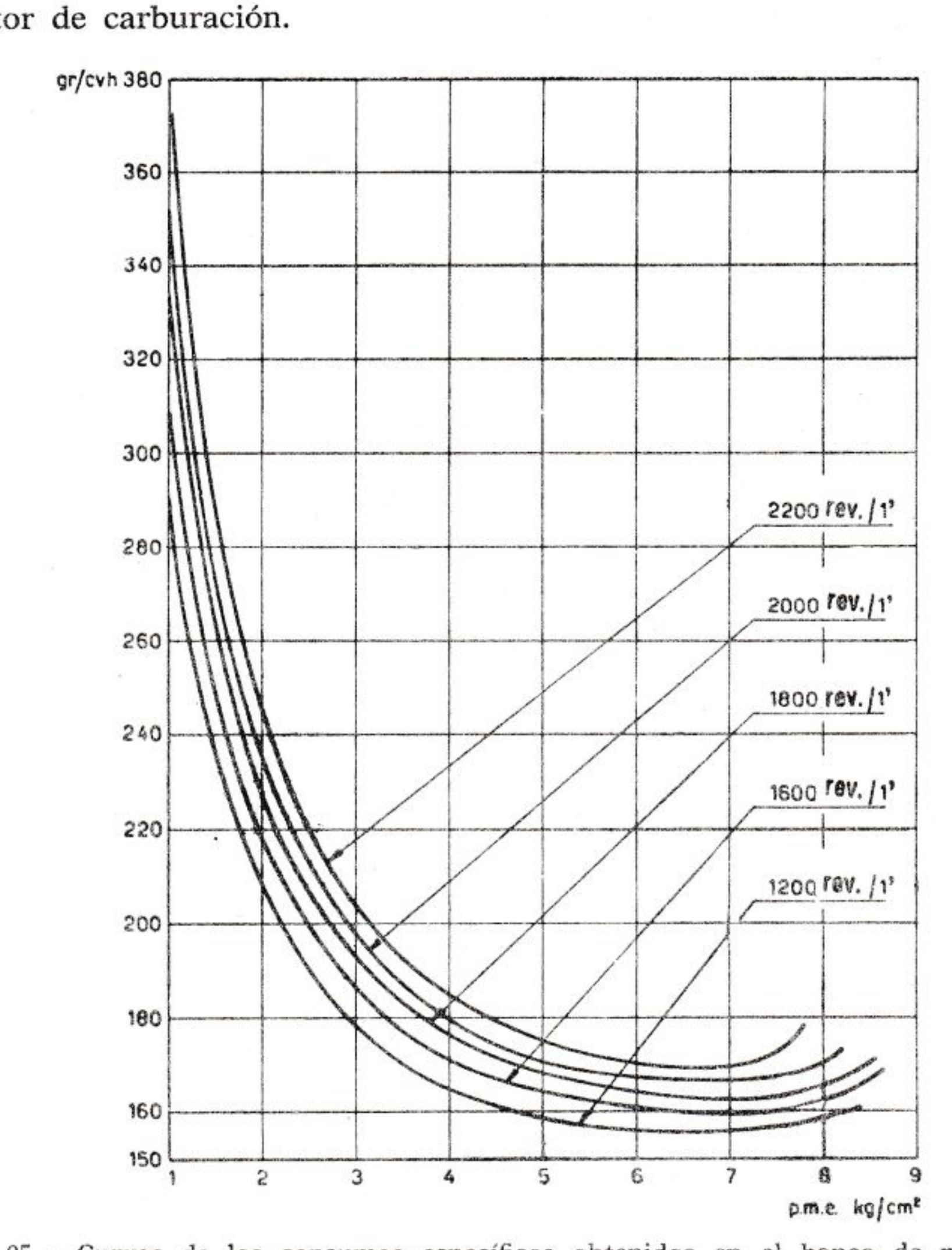


FIG. 95. — Curvas de los consumos específicos obtenidos en el banco de pruebas sobre un motor de ciclo Diesel.

Como es sabido, un defecto que se encuentra corrientemente en el funcionamiento con plena carga de los motores Diesel es el humo en el escape, cuya causa principal radica, según ya hemos explicado, en la combustión incompleta del combustible introducido. El humo en el escape se mide normalmente en la nave de pruebas mediante aparatos

especiales. Para cada motor, una vez fijado el valor de la fumosidad admisible, se determina la introducción máxima de combustible y la correspondiente p.m.e. para aquel particular valor de la fumosidad. La curva de la p.m.e. que resulta, se llama comúnmente **curva límite del humo,** y se lleva sobre el plano acotado de consumos (véase fig. 94). La curva de la p.m.e. máxima a la cual está regulado el motor no debe superar en ningún punto la curva límite del humo.

X. 8. Relación entre la potencia y las condiciones atmosféricas

Algunos factores que dependen de la cota de funcionamiento y de las condiciones atmosféricas, a saber: la presión, la temperatura y el grado de humedad del aire atmosférico, influyen notablemente sobre el trabajo del motor.

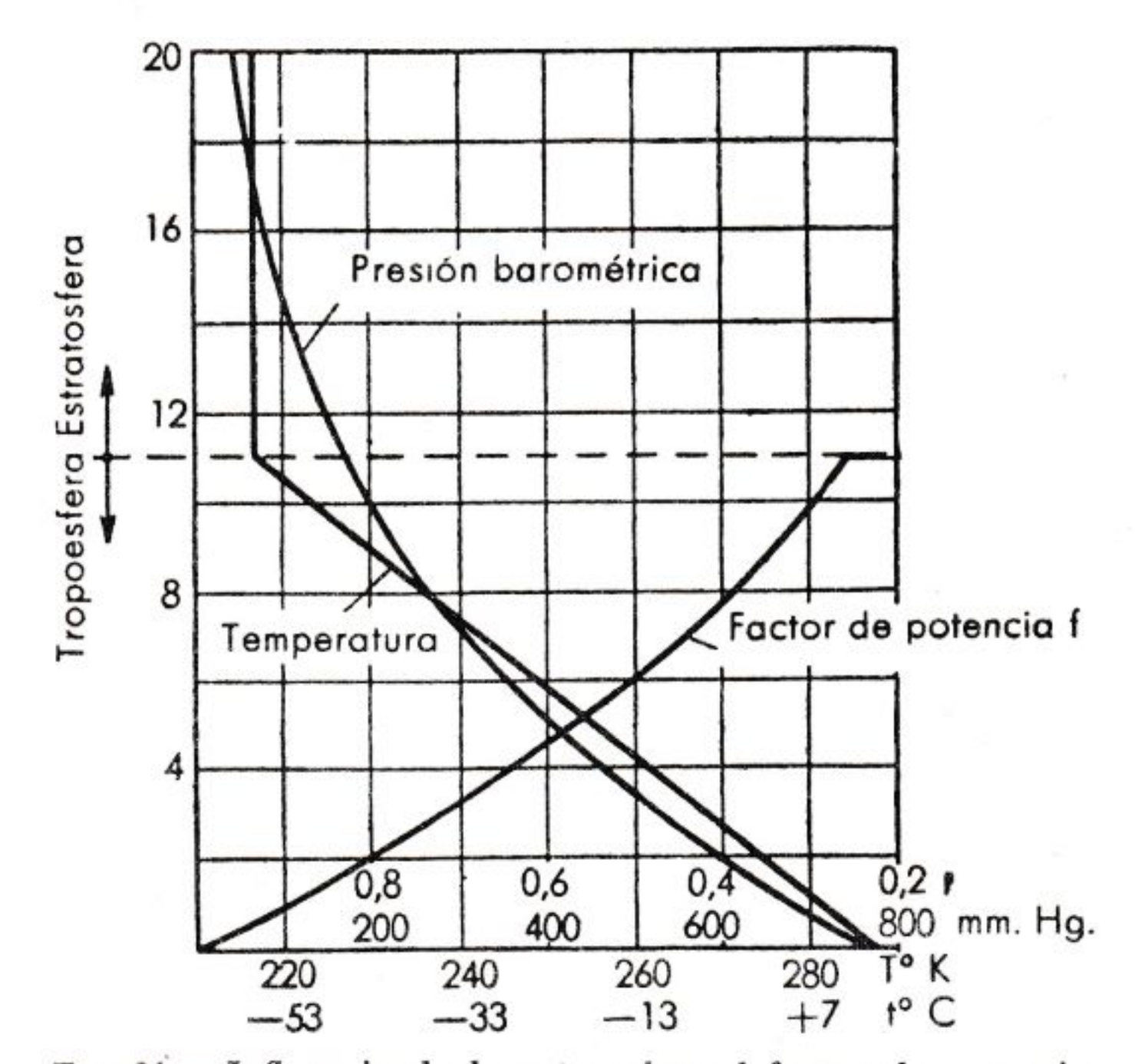


FIG. 96. — Influencia de la cota sobre el factor de potencia

Estudios y experiencias efectuadas en motores de aviación dentro de cámaras en las cuales es posible variar la presión y la temperatura del aire, han confirmado que la potencia es directamente proporcional a la presión barométrica e inversamente proporcional a la raíz cuadrada de la temperatura absoluta. A las mismas conclusiones se llega mediante el cálculo.

Al objeto de hacer comparables los datos de potencia obtenidos con

motores en pruebas de diversas condiciones de temperatura y presión ambiente, se ha establecido referirlos a un aire tipo, esto es, a la presión de 760 mm de Hg y 15° C de temperatura. La fórmula adoptada es la siguiente:

$$N_o = N \frac{p_o}{p} \sqrt{\frac{T}{T_o}},$$

en la cual: N_o = potencia en CV reducida al aire tipo;
N = potencia en CV obtenida al freno;
p = presión atmosférica ambiente en kg/cm²;
p_o = presión normal de 760 mm en kg/cm²;
T = temperatura absoluta ambiente en °K;
T_o = temperatura absoluta normal = (273 + 15) °K.

La expresión $\frac{p_o}{p} \sqrt{\frac{T}{T_o}}$ se llama *factor de corrección* o *de potencia*. Por lo que respecta a la humedad, la corrección puede efectuarse restando a la presión atmosférica la presión de vapor de agua verificada y usando el valor que resulta en lugar del valor p, en la fórmula de la corrección. La figura 96 muestra la marcha de la presión, de la temperatura y del factor de corrección al variar la cota.

TABLA XI. **Temperatura, presión y peso específico del aire al variar la cota**

Cota m	Temperatura °C	Presiones		Peso específ. kg/m³	Cota m	Temperatura °C	Presiones		Peso específ. kg/m³
		mm Hg	kg/cm²				mm Hg	kg/cm²	
0	15	760	1	1,225	3500	— 7,75	493	0,648	0,863
200	13,7	742	0,976	1,202	4000	—11	462	0,608	0,819
400	12,4	725	0,955	1,179	4500	—14,25	433	0,570	0,777
600	11,1	707	0,930	1,156	5000	—17,5	405	0,533	0,736
800	9,8	690	0,909	1,134	5500	—20,75	379	0,499	0,697
1000	8,5	674	0,887	1,112	6000	—24	354	0,465	0,660
1200	7,2	658	0,866	1,090	6500	—27,25	330	0,435	0,624
1400	5,9	642	0,845	1,070	7000	—30,5	308	0,405	0,590
1600	4,6	626	0,825	1,048	7500	—33,75	287	0,378	0.557
1800	3,3	611	0,805	1,027	8000	—37	261	0,352	0,525
2000	2	596	0,785	1,007	8500	—40,25	248	0,326	0,495
2200	0,7	582	0,765	0,987	9000	—43,5	230	0,302	0,466
2400	— 0,6	567	0,745	0,967	9500	—46,75	214	0,282	0,439
2600	— 1,9	553	0,727	0,947	10000	—50	198	0,260	0,413
2800	— 3,2	539	0,710	0,928	10500	—53,25	183	0,241	0,388
3000	— 4,5	526	0,692	0,909	11000	—55	170	0,224	0,361

EJEMPLO. — *Calcular la pérdida de potencia en tanto por ciento, referida al aire tipo que sufre un motor de automóvil al cruzar un puerto de 2.758 m de altura.*

De la tabla XI para la cota 2.758 se obtiene:

$$t \cong -3^\circ \text{ C}; \text{ por tanto, } T = 270^\circ \text{ K}; \; p = 543 \text{ mm Hg.}$$

Aplicando la fórmula

$$N = N_o \frac{p}{p_o} \sqrt{\frac{T_o}{T}},$$

resulta:

$$N = N_o \frac{543}{760} \sqrt{\frac{288}{270}} = N_o \times 0{,}729.$$

La pérdida es de:

$$(1 - 0{,}729)\ N_o = 0{,}271\ N_o, \text{ o sea, del } 27{,}1\ \%$$

En líneas generales se puede admitir que la pérdida de potencia debida a la cota es, aproximadamente, el 10 % para cada 1.000 m de desnivel.

X. 9. Sobrealimentación

Mientras que en los motores de 2 tiempos el compresor es indispensable para el normal funcionamiento, en los de 4 tiempos se aplica solamente en casos especiales para lograr la *sobrealimentación.*

Con la sobrealimentación se introduce en el cilindro un peso de fluido activo mayor del que el motor es capaz de aspirar naturalmente.

El objeto puede ser:

1.º Alcanzar una determinada presión de alimentación que ha descendido debido a particulares condiciones de funcionamiento.

2.º Aumentar la potencia por unidad de cilindrada.

El primero se refiere en general al caso de motores de aviación y a determinadas aplicaciones en motores de vehículos para emplear en cotas elevadas: al variar la cota, varía la presión atmosférica y, por tanto, la de alimentación (véase la tabla XI); en el sentido en que aumenta la cota disminuye la densidad del aire y, por ello, el peso de la carga aspirada y, de consiguiente, la potencia.

La sobrealimentación permite obtener, en determinadas condiciones de funcionamiento a cota elevada, la misma presión del fluido a la entrada del cilindro y, por ello, la misma forma del ciclo indicado que tendría el motor a cota cero. Para los motores de aviación, las condiciones ideales serían las que permitieran mantener constante, a pesar de la variación de la cota, la presión del fluido al ingreso en el cilindro, o, mejor aún, teniendo en cuenta también la temperatura, mantener constante el peso de la carga. Pero esto no es prácticamente posible.

El problema es mucho más sencillo cuando la sobrealimentación tiene por objeto aumentar simplemente la potencia específica, es decir, la potencia obtenible de la unidad de cilindrada, como en los motores de carreras y sobre todo en los motores de ciclo Diesel, cuando se trata de obtener de ellos el máximo de potencia.

X. 10. Velocidad media del pistón

La velocidad media del pistón está dada por

$$u = \frac{C\ n}{3000}\ \text{m/seg},$$

donde C es la carrera expresada en centímetros y n, el número de revoluciones por minuto.

Éste es un parámetro de gran interés, porque define el grado de solicitación y las condiciones de funcionamiento de los órganos principales y da una idea del valor del rendimiento mecánico del motor. Al tratar del rendimiento mecánico hemos advertido que las pérdidas por razonamiento son debidas en gran parte al deslizamiento del pistón en el cilindro; la pérdida de potencia es, por consiguiente, tanto más elevada cuanto mayor es la velocidad del pistón.

Pero la importancia del parámetro u se manifiesta en otros muchos problemas relativos a la dinámica del motor; exponemos a continuación dos ejemplos significativos:

a) **Fuerzas de inercia.** La fuerza de inercia, circular o alterna, está caracterizada por el factor $m\ \omega^2\ r$. Como para un valor dado de la relación $\mu = \frac{C}{D}$ podemos considerar la masa proporcional al cubo del diámetro D y, por tanto, proporcional a la cilindrada V, se puede escribir la expresión de la fuerza de inercia bajo la forma cualitativa:

$$F = K\ V\ \omega^2\ r = K\ V\ \omega^2 \frac{C}{2} = K'\ V\ \omega^2 \frac{u}{n},$$

en donde K y K' son dos constantes.

Se deduce que entre dos motores de igual cilindrada funcionando al mismo número de revoluciones, el que tiene mayor velocidad del pistón está sujeto a fuerzas de inercia más elevadas y, por tanto, a mayores cargas.

Se observa también en la comparación de dos motores de distintas dimensiones que las fuerzas de inercia aumentan en el motor mayor, no sólo por razón del aumento de la masa en proporción directa con

el aumento de la cilindrada, sino también por efecto del aumento que adquiere la velocidad del pistón al no variar el valor de la relación $\mu = C/D$. Se reafirma así que para aumentar las dimensiones es necesario disminuir la velocidad de rotación.

b) **Calor sustraído con la refrigeración.** Como índice de la bondad de la refrigeración de un motor podemos admitir la relación q entre la cantidad de calor sustraída con la refrigeración y la desarrollada por cada cilindro.

Como la cantidad de calor sustraída es proporcional al área de la superficie de transmisión y, por tanto, al cuadrado del diámetro, mientras que la desarrollada es proporcional a la cilindrada unitaria y, por consiguiente, para un valor establecido de la relación $\mu \dfrac{C}{D}$, al cubo del diámetro, la relación q resulta inversamente proporcional al diámetro del cilindro. Además, como la cantidad de calor desarrollado es, con bastante aproximación, proporcional al número de ciclos en la unidad de tiempo, y, por tanto, al número de revoluciones del motor, mientras que la cantidad de calor sustraída es, en la práctica, independiente del número de ciclos, la relación q resulta también inversamente proporcional al número de revoluciones n del motor. Así tenemos:

$$q = \frac{K}{n\ D},$$

donde K es una constante de proporcionalidad. Introduciendo en esta expresión la relación constante $\mu = \dfrac{C}{D}$ y recordando la expresión de la velocidad media u, resulta:

$$q = \frac{K}{n \dfrac{C}{\mu}} = \frac{K'}{n\ C} = \frac{K''}{u};$$

es decir, la relación entre la cantidad de calor sustraído y el desarrollado, y, por consiguiente, la bondad de la refrigeración del motor, resulta inversamente proporcional a la velocidad media del pistón.

X. 11. Relación carrera-diámetro

Es tendencia general, sobre todo en el campo de la autotracción, adoptar una relación $\mu = \dfrac{C}{D}$ de valor aproximado a 1. Particularmen-

te en los motores de 8 cilindros y en los de cilindros opuestos conviene que esta relación sea menor de 1 por razones de volumen y de peso.

Incluso en los motores lentos para instalaciones fijas, en los cuales puede mantenerse la velocidad media del pistón dentro de los límites de seguridad, aun con carreras largas, es conveniente acortar la carrera dentro de ciertos límites.

En el campo de las pequeñas cilindradas, el motor de carrera corta ofrece diversas ventajas sobre los motores de carrera larga de igual cilindrada, las cuales podemos resumir del siguiente modo:

1.º La potencia del motor aumenta, como sabemos, con la segunda potencia del diámetro, mientras que en la práctica crece sólo con exponente 0,5 ó 0,6 de la carrera.

2.º Hay más posibilidades para la colocación de las válvulas y de la bujía, por cuanto la culata es más amplia y las válvulas pueden ser también de mayor diámetro.

3.º La velocidad media del pistón disminuye para igual número de revoluciones.

4.º Se reducen las fuerzas centrífugas y alternas. La práctica confirma que la ventaja de una menor carrera supera los inconvenientes del mayor peso de los órganos en movimiento.

5.º El eje de cigüeñales y los cojinetes resultan menos solicitados porque las fuerzas de inercia se reducen y el eje motor resulta más rígido. En efecto, como las manivelas son más cortas, es fácil lograr una cobertura entre los pernos de bancada y los de manivela, y, en consecuencia, un robustecimiento del eje.

Es cierto que con la amplitud del diámetro aumenta la carga sobre el pistón, pero cuando el régimen es elevado, como en el caso de los motores de automóvil, la carga sobre los cojinetes es mayor, por efecto de las fuerzas de inercia.

6.º En iguales condiciones de potencia, los motores de cilindros opuestos o en *V* tienen peso y volumen menores.

Por el contrario, los motores de carrera larga presentan algunas ventajas desde el punto de vista esencialmente térmico, tales como la forma más recogida y, por tanto, de mayor rendimiento de la cámara de combustión, así como la mayor capacidad de disipación del calor debido a la mayor relación superficie/volumen del cilindro.

Algunas veces, por razones de espacio, es conveniente una carrera más larga de la que sería aconsejable desde el punto de vista puramente motorístico, mientras que, en otras ocasiones, por el mismo motivo conviene adoptar una relación $C/D < 1$.

EJEMPLO. — *Determinar, en líneas generales, las dimensiones (carrera y diámetro) para un motor Diesel rápido de 6 cilindros, 4 tiempos, de un auto-*

móvil que necesite una potencia máxima de 150 CV, con 2000 r.p.m., sabiendo que en este régimen se calcula podría obtenerse una p_e de 6,6 k/cm².

Cilindrada total:

$$V = \frac{225\ h\ N_e}{p_e\ n} = \frac{225 \times 4 \times 150}{6{,}6 \times 2000} = 10{,}225\ \text{l} = 10225\ \text{cm}^3.$$

Cilindrada unitaria:

$$V_p = \frac{V}{i} = \frac{10225}{6} = 1705\ \text{cm}^3.$$

Adoptando:

$$\mu = \frac{C}{D} = 1{,}2,$$

tenemos:

$$V_p = \frac{\pi\ D^2}{4}\ C = \frac{\pi\ D^2}{4}\ 1{,}2\ D,$$

de la cual resulta:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4\ V_p}{1{,}2\ \pi}} = \sqrt[3]{\frac{4 \times 1705}{3{,}77}} = 12{,}2\ \text{cm}.$$

Por consiguiente:

$$C = 1{,}2\ D = 1{,}2 \times 12{,}2 = 14{,}6\ \text{cm}.$$

X. 12. Dimensiones del cilindro

Sabemos que la potencia puede expresarse por la fórmula

$$N = \frac{p_e\ V\ n}{225000\ h}$$

en la cual, V está expresado en cm³; p_e, en kg/cm², y n, en r.p.m. Expresando V en función de la carrera C y del diámetro D del cilindro, ambos medidos en centímetros, y del número i de cilindros, podemos escribir:

$$N = \frac{p_e\ \pi\ D^2\ C\ i\ n}{4 \times 225000\ h}\ ;$$

y sustituyendo n por su valor expresado en función de la velocidad media del pistón en m/s: $n = \dfrac{3000\ u}{C}$, obtenemos:

$$N = \frac{p_e\ \pi\ D^2\ i\ 3000\ u}{4 \times 225000\ h}$$

De esta expresión podemos deducir el valor del diámetro D:

$$D = \sqrt{\frac{95{,}50\ h\ N}{p_e\ u\ i}}$$

Se deduce que, *a igualdad de velocidad media del pistón y de presión media efectiva, la potencia de un motor aumenta con el cuadro del diámetro del pistón.*

Consideremos ahora dos motores de igual diseño, pero de distinta escala, y sea s la relación entre las dos escalas. Si los rendimientos volumétricos fueran iguales, la cantidad de fluido admitido en cada cilindro sería proporcional a la cilindrada de los dos motores, y suponiendo iguales los rendimientos termodinámicos, los dos motores desarrollarían, con el mismo número de revoluciones, potencias proporcionales a sus cilindradas. Sin embargo, esto no se verifica en la práctica, porque los rendimientos volumétricos no son iguales. En efecto, tomando en consideración la velocidad W del gas a través de la válvula, podemos escribir: $A_s\ u = A_v\ W$; donde $A_s = \frac{\pi\ D^2}{4}$ es el área del pistón y A_v la sección útil de paso de la válvula; ésta puede expresarse como una fracción de la superficie del pistón: $A_v = \frac{A_s}{K}$, para el cual tendremos:

$$A_s\ u = \frac{A_s}{K}\ W \quad ; \quad W = K\ u.$$

Si designamos por el índice ′ los datos del motor más grande, tenemos:

$$\frac{W'}{W} = \frac{u'}{u}$$

y por ser

$$u = \frac{C\ n}{30}, \quad \text{y} \quad C' = s\ C,$$

tenemos:

$$\frac{W'}{W} = \frac{s\ C\ n}{C\ n} = s.$$

Vemos, por tanto, que la *velocidad del gas en el motor grande es* s *veces mayor que la del gas del motor pequeño,* para el cual es menor el rendimiento volumétrico.

Además, en igualdad de otras condiciones (temperatura, presión, tur-

bulencia y dosificación de combustible), y suponiendo en primera aproximación que *la velocidad de combustión* no depende del diámetro del pistón, resulta que *el tiempo necesario para la combustión completa,* dado el mayor espacio que debe recorrer la llama (motores de carburación) o el combustible (motores de inyección) *en el motor grande es* s *veces mayor que en el motor pequeño.*

También por estas razones, aparte lo que se dirá a propósito de la carga sobre cojinetes (párrafo XI, 6), cabe concluir que los motores de gran cilindrada unitaria no pueden funcionar en regímenes altos, como lo hacen los motores de menos cilindrada unitaria. Resulta que *la potencia específica* (CV/l de cilindrada) *es mayor para los motores pequeños que para los grandes* (1). Esto es válido en igualdad de números de cilindros, puesto que, en igualdad de cilindrada, en los motores que tienen un elevado número de cilindros contribuye a variar las condiciones, las pérdidas por rozamiento mecánico.

X. 13. Número de revoluciones

Entre los valores que sirven para definir un motor, el **número de revoluciones** representa un **índice del mayor o menor aprovechamiento de la cilindrada.** Es evidente que entre dos motores de igual cilindrada que funcionan a distinto régimen y tienen el mismo grado de llenado que los cilindros, resulta de mayor potencia el motor más veloz. Por ello se adoptan elevados números de revoluciones (compatibles con los límites de velocidad media del pistón y de regularidad en el funcionamiento de las válvulas) cuando se desea obtener altos valores de la relación potencia/peso, o grandes potencias con pequeñas dimensiones.

A menudo, el número de revoluciones es consecuencia del trabajo a que se destina el motor. Por ejemplo, en Aeronáutica, la velocidad máxima de rotación de la hélice a la cual se mantiene satisfactorio su rendimiento aerodinámico, está ligada al diámetro, que, a su vez, depende, en parte, de las exigencia de proyecto del aparato. Si no se quiere hacer uso de reductores o bien emplear unos que sean poco voluminosos, el motor debe tener una limitada velocidad de rotación. Lo mismo ocurre para motores marinos.

El funcionamiento en un amplio campo de velocidad de rotación es una característica de los motores para automóvil; los motores para instalaciones fijas, para aviación y tracción ferroviaria tienen características opuestas.

---

(1) En el motor grande, es decir, con gran diámetro de pistón, son mayores las dificultades de refrigeración, y para los motores de carburación, la eficiencia de la cámara de combustión tiende a disminuir, lo que se puede remediar aumentando el número de bujías por cilindro.

El régimen al mínimo depende sobre todo del número de cilindros, del momento de inercia del volante, de la regulación del carburador, o de la bomba de inyección, y del sistema de encendido, mientras el máximo régimen admisible depende del peso de las partes dotadas de movimiento alternativo, del tipo de encendido, de la sección de los conductos de aspiración y escape, de las dimensiones y número de los carburadores o del sistema de inyección, como también de la refrigeración, de la lubricación y de la resistencia de materiales.

La gama de valores del número de revoluciones para los diversos tipos de motores es muy vasta y corresponde, aproximadamente, a la registrada en la tabla XIX.

Por las razones que anteceden y por las que se exponen a continuación, *el motor debe funcionar a un número de revoluciones tanto más bajo cuanto más grande sea su cilindrada unitaria, cuanto mayor deba ser su grado de seguridad y de duración y cuanto más silencioso resulte su funcionamiento.*

X. 14. Número y disposición de los cilindros

El número de cilindros se elige tomando por base consideraciones referentes a las características de instalación y de trabajo del motor, dentro de los límites impuestos por el costo de fabricación prefijado.

Consideremos las dos soluciones siguientes:

1.ª Muchos cilindros de poca cilindrada unitaria.

2.ª Pocos cilindros de gran cilindrada unitaria.

La primera solución tiene, en comparación con la segunda, las siguientes ventajas:

Posibilidad de obtener potencias específicas superiores aumentando el número de revoluciones máximo del motor.

Mejor rendimiento térmico, porque el menor diámetro permite el empleo de altas compresiones, y, por tanto, reducción del consumo específico.

Mejor posibilidad de refrigeración.

Más uniformidad del par motor, porque la diferencia entre los valores máximo y mínimo que dicho par alcanza durante el desarrollo de un ciclo completo, disminuye, en igualdad de otras condiciones, con el aumento del número de cilindros.

Mejor equilibrado de las masas y, por tanto, menos vibraciones.

Por otra parte, presenta los siguientes inconvenientes:

Aumento de la longitud del eje cigüeñal (o de los ejes, en el caso de motores con varias filas de cilindros), con todos los problemas ligados a las vibraciones torsionales.

Empeoramiento del rendimiento mecánico y, por tanto, reducción de la potencia y aumento del consumo específico.

Aumento del costo de producción por aumentar las complicaciones mecánicas para la construcción del motor.

En algunos casos, volumen y peso mayores.

Aumento del costo de servicio por ser más cuantiosos los gastos de manutención y de revisión.

Con el problema del número de cilindros está estrechamente relacionado el de la disposición de los mismos. Son múltiples las posibilidades de disponerlos racionalmente y, entre ellas, elegimos las comúnmente adoptadas:

Cilindros en línea (fig. 97 *a*).

Cilindros en dos líneas paralelas (fig. 97 *b*).

Cilindros en *V* (fig. 97 *c*).

Cilindros en *W* (fig. 97 *d*).

Cilindros en *H* (fig. 97 *e*).

Cilindros contrapuestos —eje de los cilindros a 180°— (fig. 97 *f*).

Cilindros dispuestos según los lados de un polígono: en triángulo, en cuadrado, en exágono (fig. 97 *g, h, i*).

Cilindros dispuestos en *X* (fig. 97 *l*).

Cilindros en estrella o varias estrellas (fig. 97 *m*).

Cilindros en grupos paralelos al eje motor (fig. 97 *n*).

X. 15. Estabilidad de funcionamiento del motor

Consideremos un motor *a régimen,* es decir, en condiciones tales de funcionamiento que la velocidad de rotación se mantiene constante y toda la motencia disponible en el eje cigüeñal es absorbida por un par resistente constante. Si, por cualquier razón, el par resistente, que llamaremos M_r, disminuye tomando el valor M_r' queda, de improviso, disponible en el eje un par $M_d = M_r - M_r'$; y como el sistema debe estar siempre en equilibrio, este par comunica una aceleración al conjunto **motor-máquina utilizadora**, venciendo la inercia según la conocida relación

$$M_d = J\ \varepsilon',$$

en la cual, J es el momento de inercia del sistema, y ε', la aceleración angular.

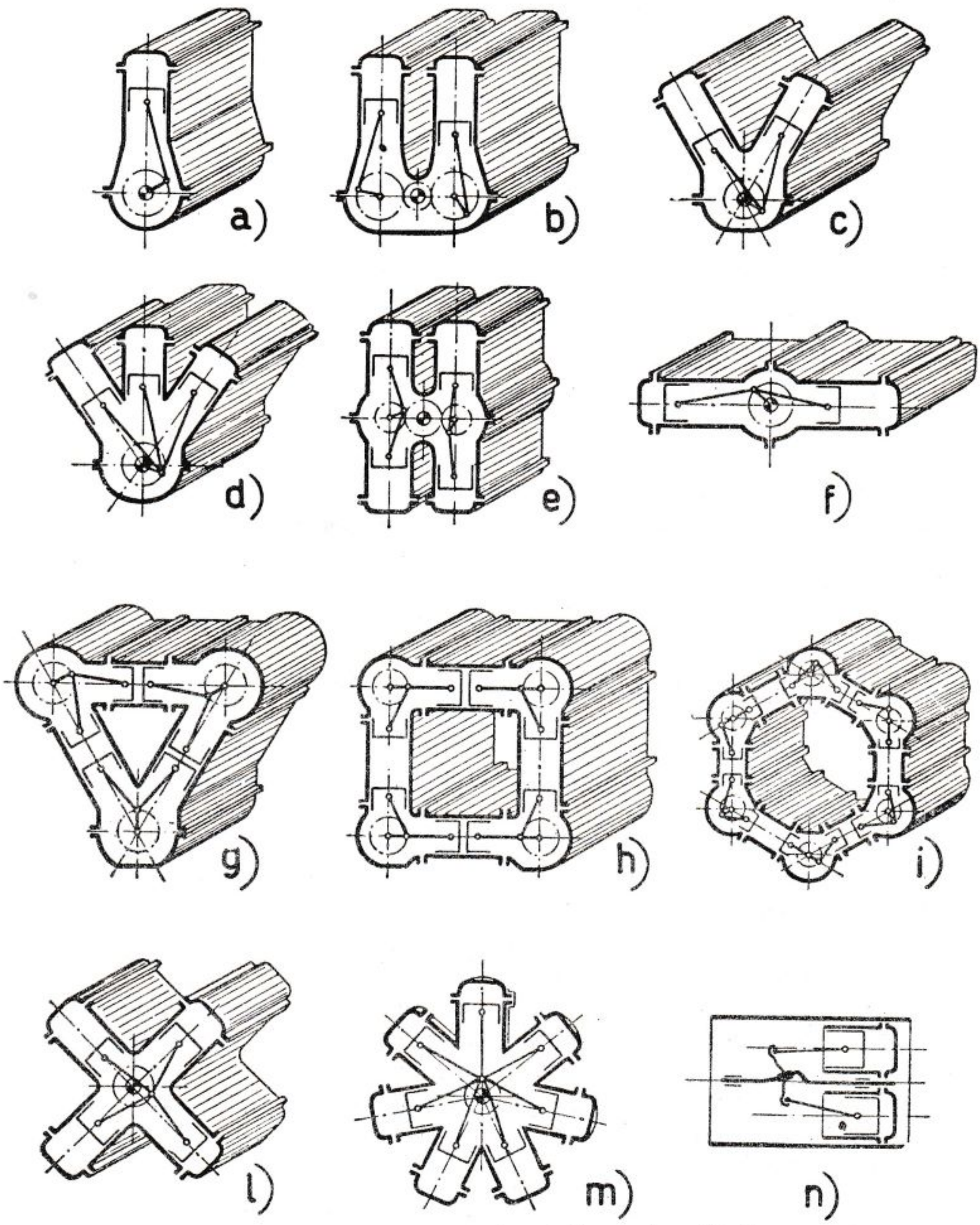


FIG. 97. — Esquema de la disposición de los cilindros.

A medida que el eje se acelera, el sistema se aproxima a un nuevo régimen definido, el cual será alcanzado cuando el producto del nuevo par resistente por la nueva velocidad de régimen iguale la nueva potencia del motor; decimos *nueva* potencia porque, no habiendo variado la regulación de alimentación del motor, la potencia habrá alcanzado

otro valor a consecuencia de la variación del número de revoluciones, según la forma de la curva característica correspondiente a ese grado de regulación.

No siempre puede alcanzarse el nuevo régimen de equilibrio; ello depende de la forma de la curva característica. En efecto, en el caso en que la curva tenga valores crecientes o constantes, al crecer el número de revoluciones se tiene que, para un aumento de velocidad causado por una disminución del par resistente, no puede corresponder una nueva condición de equilibrio, porque con el incremento de la velocidad, aumenta o, por lo menos, no disminuye el momento equilibrante, y el número de revoluciones tiende siempre a crecer. El fenómeno es análogo cuando el par resistente aumenta y la velocidad de rotación disminuye. En estas condiciones se dice que el funcionamiento del motor es **inestable.**

Si, por el contario, el par motor disminuye al aumentar el número de revoluciones, se crea necesariamente una nueva condición de equilibrio. En estas condiciones, el **funcionamiento es estable** y se dice que el **motor es elástico.**

Concluyendo: *un motor es estable y, por tanto, autorregulable, cuando la curva de su par motor decrece al aumentar el número de revoluciones,* es decir, cuando la derivada $\frac{dM}{dn}$ es negativa y lo es, además, cuanto más elevado sea el valor absoluto de esta derivada. Por el contrario, es inestable y, por tanto, no autorregulable, cuando dicha derivada es positiva.

Para la tracción mecánica es deseable que el motor sea elástico, es decir, que su par motor vaya aumentando desde el régimen máximo hasta el mínimo, puesto que, así, a la mayor resistencia que el vehículo encuentre acaso en la carretera, el motor puede oponer un esfuerzo mayor reduciendo la propia velocidad.

Para hacer más elástico un motor es necesario disminuir las dimensiones de sus conductos de aspiración para encauzar hacia los bajos regímenes la conocida condición de máximo rendimiento volumétrico: la curva de la potencia desciende y resulta más **plana** a causa de la disminución del rendimiento volumétrico en los regímenes altos. Se alcanza, por tanto, un mayor grado de elasticidad, en igualdad de otras condiciones, sólo con mengua de la potencia máxima, o bien, si se desea conservar el mismo valor de la potencia máxima, con sólo aumentar la cilindrada.

En la figura 98 se han trazado las curvas características típicas de un motor de automóvil. Podemos distinguir tres condiciones particulares de funcionamiento:

1) **Motor utilizado a la máxima potencia:** punto A. Si un aumento del par resistente le hace moderarse, el par motor crece en forma de satisfa-

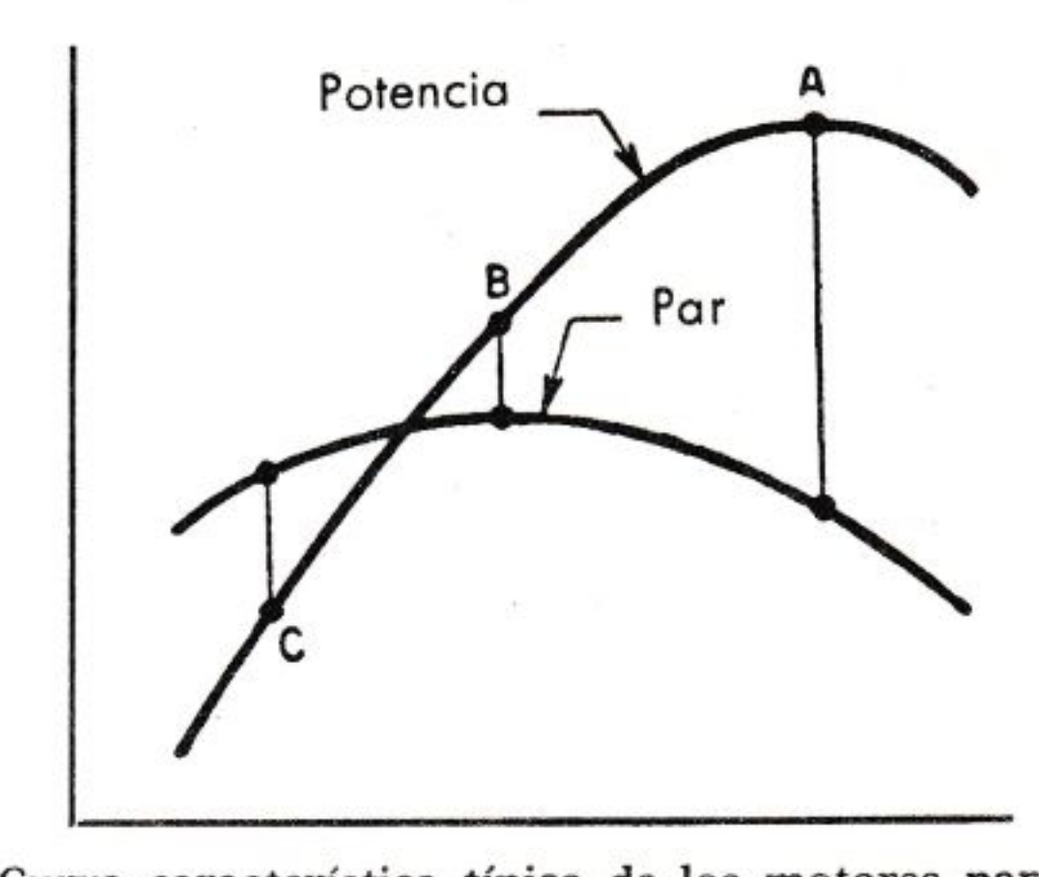


FIG. 98. — Curva característica típica de los motores para automóvil.

cer al nuevo régimen; si el motor se acelera por disminución del par resistente, el par motor se reduce también. El motor es, por tanto, estable y autorregulable.

2) **Motor utilizado a media potencia:** punto B. La curva del par tiene en esta zona ligeras variaciones; por lo cual se alcanza el estado de equilibrio con diferencias muy grandes de velocidad. Éste es el caso de los motores Diesel en general, cuyo par motor experimenta pequeñas variaciones dentro del campo de utilización.

El motor es, por tanto, inestable, y el equilibrio se alcanza solamente con diferencias de velocidad que, en general, no son admisibles.

3) **Motor utilizado a baja potencia:** punto C. A cada variación del par resistente, el motor reacciona con variaciones del par motor en sentido contrario al requerido. El motor es inestable y no autorregulable porque, si el par resistente disminuye, sólo encuentra el régimen de equilibrio en un punto muy lejano; por el contrario, si el par resistente crece, el motor se para [1].

X. 16. Regulación y reguladores

En el campo de la locomoción, el funcionamiento del complejo motor-vehículo tiene, para cada posición del mando de combustible, un carácter de estabilidad.

Así, por ejemplo, en el caso de un motor marino, para una determinada profundidad de la hélice y una cantidad fija de combustible inyectado por ciclo, el número de revoluciones se mantiene constante porque corresponde a condiciones de equilibrio entre par motor y par resistente. Así, pues, un automóvil en movimiento sobre una carretera plana, para cada posición del acelerador, mantiene una velocidad constante.

---

[1] Aprovechamos la ocasión para hacer una interesante y útil comparación sobre la capacidad autorreguladora y de estabilidad de los motores eléctricos que, desde este punto de vista, son los generadores de potencia que se comportan mejor.

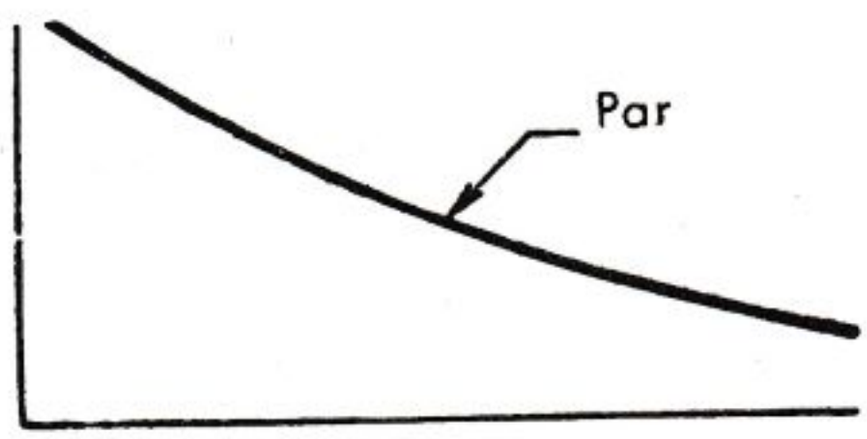


FIG. 99. — Curva del par del motor eléctrico de corriente continua.

1) El *motor eléctrico de corriente continua* excitado en serie está caracterizado por tener (fig. 93) el par motor M casi inversamente proporcional al número de revoluciones, en tal forma que suministra una potencia casi constante en el campo de utilización. Un aumento de velocidad causado por una disminución del par resistente no hace variar la potencia y, por tanto, el aumento mismo será directamente proporcional a la disminución del par resistente. En efecto, si la potencia permanece constante, se puede decir que $M\omega = M'\,\omega' = \text{const.}$; de donde se obtiene: $\omega' = \omega \dfrac{M}{M'}$. El motor es estable y particularmente apto para la tracción.

2) El *motor eléctrico de corriente alterna* está caracterizado por tener, en especial el síncrono, velocidad constante. Una disminución del par resistente origina una disminución proporcional de potencia dejando invariable la velocidad. El motor es autorregulable por excelencia y perfectamente estable.

Pero puede suceder que la hélice, por el movimiento de la embarcación salga momentáneamente del agua o que el vehículo encuentre un declive. Entonces, el motor, al no encontrar resistencia, puede alcanzar una velocidad peligrosa. Por esta razón, los motores marinos y muchos motores para autovehículos han de proveerlos de medios de regulación automática que reduzcan el combustible en ese instante, impidiendo que tal velocidad sea alcanzada. Esta regulación, llamada de **máxima o de seguridad,** interviene sólo a partir de un cierto punto y permite la regulación normal a mano, a velocidades inferiores.

En las instalaciones fijas para usos industriales, la carga puede variar por ley no definida, mientras que, en general, es necesario que la velocidad sea mantenida constante. En este caso, la regulación debe intervenir automáticamente tanto cuando el motor tiende a acelerarse como cuando propende a moderarse. Este tipo de regulación, llamado **de marcha,** hace estable un motor que de sí no lo es, porque actúa de tal manera que a cada variación de la carga corresponde una variación de igual signo en el par motor. Cuando el motor es ya por sí estable, la regulación de marcha permite reducir la variación en las revoluciones.

Un tipo particular de regulación es la que definimos como regulación **continua de marcha,** la cual se aplica sobre la mayor parte de los motores Diesel veloces para autovehículos; no es más que una regulación de marcha para cada posición del acelerador entre los límites de máxima y mínimo realizables.

El dispositivo automático sensible a las variaciones de velocidad del motor y que actúa sobre el carburador o la bomba de inyección, es generalmente un regulador de masa centrífuga. Su prontitud en la intervención está definida por el **grado de sensibilidad,** el cual nos es

dado por la relación $\frac{n}{n'' - n'}$, en donde n designa la velocidad de régimen elegida, y n'' y n' son los valores por encima y por debajo de n a los que ha de llegar el motor para que el regulador entre en función.

X. 17. Resumen de las variables que influyen sobre trabajo

Es oportuno resumir brevemente las variables de que depende la curva característica del trabajo del motor.

1) **Relación de compresión.** El aumento de la relación de compresión significa incremento del rendimiento térmico y, por tanto, de la potencia indicada y, como consecuencia, en igualdad de potencia efectiva, reducción del consumo específico. En los motores de ES, el aumento de la relación de compresión está limitado por la detonación. Además, a causa de las mayores presiones, con elevadas relaciones de compresión se tienen mayores pérdidas por rozamiento especialmente entre los aros del pistón y el cilindro, mientras que las cargas sobre los cojinetes y la solicitación del eje pueden crecer también, lo que obliga a robustecer el motor.

2) **Peso de la carga introducida.** Cuanto más grande es la masa de la carga introducida, tanto mayor resulta la potencia. Fijada la cilindrada, la potencia desarrollada por cada ciclo es tanto más elevada cuanto mayor es la densidad del fluido introducido. El medio más eficaz para aumentar el peso de la carga introducida en cada ciclo es la sobrealimentación.

Otro medio consiste en mejorar el rendimiento volumétrico eligiendo oportunamente las dimensiones de los conductos y de las válvulas, así como los tiempos de abertura de las mismas. La carga resultará tanto más densa cuanto más baja sea su temperatura a la entrada en el cilindro.

3) **Numero de revoluciones.** A baja velocidad hay mayor tiempo disponible para la transmisión del calor a través de las paredes y, en consecuencia, se tiene una pérdida mayor de calor que a velocidad alta. Al crecer la velocidad, se incrementa el consumo de aire y, por tanto, la potencia indicada, pero aumenta también rápidamente la potencia absorbida por los rozamientos, así como la inercia de las partes en movimiento. La elección de la gama de revoluciones es un compromiso. La tendencia está en aumentar siempre el número de revoluciones para intensificar así el consumo de aire y, por tanto, la potencia específica.

4) **La combustión y el tiempo de encendido.** Para lograr un funcionamiento regular y una combustión progresiva, es necesario elegir

el instante de encendido y graduar la combustión de manera que el punto de máxima presión esté lo más próximo posible al comienzo de la carrera de expansión. Como regla general, el instante de encendido y la velocidad de combustión deben regularse de modo que, aproximadamente, la mitad del aumento de presión debida a la combustión se alcance cuando el pistón está en el P.M.S.

Hemos visto que para aprovechar bien una cilindrada, con tal que no sea ya demasiado pequeña, conviene subdividirla en un gran número de cilindros para disminuir la cilindrada unitaria, porque esto permite un mejor llenado de los cilindros y más elevado número de revoluciones, pero provoca un aumento del trabajo perdido en las resistencias pasivas y, por tanto, un menor rendimiento mecánico del motor.

Es, pues, característica de los motores rápidos —ya sean de 2 ó 4 tiempos, ya de ciclo Diesel o ciclo Otto— presentar una mayor potencia específica acompañada de un mayor consumo específico de combustible en comparación con motores lentos.

PROBLEMAS

PROBLEMA N.º 1. — *Calcular la presión media efectiva de un motor Diesel de 2 tiempos y 6 cilindros, de dimensiones 108 × 127, sabiendo que la potencia máxima es de 170 CV a 1900 r. p. m.*
Calcular también el par de torsión en el eje motor.

La cilindrada vale:

$$V = \frac{\pi D^2}{4} C\ i = \frac{3{,}14 \times 10{,}8^2}{4} \times 12{,}7 \times 6 = 6970\ \text{cm}^3$$

por tanto, la presión media efectiva resulta:

$$p_e = \frac{225\ h\ N_e}{V\ n} = \frac{225 \times 2 \times 170}{6970 \times 1900} = 5{,}77\ \text{kg/cm}^2.$$

El par de torsión está dotado por la fórmula

$$M_t = 716{,}2\ \frac{N}{n} = 716{,}2\ \frac{170}{1900} \simeq 64\ \text{kgm}.$$

PROBLEMA N.º 2. — *Un motor de ciclo Otto y de 1 litro de cilindrada, con una relación de compresión $\rho = 5{,}5$ desarrolla una potencia de 30 CV a $n = 4000$ r. p. m. Calcular el aumento de p_e y de potencia que se puede obtener al sustituir la culata por otra de igual forma, pero que disminuyendo el espacio neutro proporciona para ρ un valor de 7, y suponiendo un régimen de máxima potencia a 4600 r. p. m. Determinar, además, el volumen de la nueva cámara de combustión.*

Se pueden considerar constantes todos los rendimientos, menos el térmico, que mejora provocando un aumento de p_e; el aumento de potencia será, por tanto, debido al aumento de p_e y al del número de revoluciones.

El rendimiento térmico para $\rho = 5{,}5$ vale:

$$\eta_{\varepsilon^1} = 1 - \left(\frac{1}{\rho}\right)^{k-1} = 1 - \left(\frac{1}{5{,}5}\right)^{0{,}3} = 0{,}4018;$$

y para $\rho = 7$:

$$\eta_{\varepsilon^2} = 1 - \left(\frac{1}{7}\right)^{0{,}3} = 0{,}4423.$$

La presión media efectiva para $\rho = 5{,}5$ vale:

$$p_{e1} = \frac{900\ N}{V\ n} = \frac{900 \times 30}{1 \times 4000} = 6{,}75\ \text{kg/cm}^2;$$

y para $\rho = 7$:

$$p_{e2} = p_e \frac{\eta_{\varepsilon^2}}{\eta_{\varepsilon^1}} = 6{,}75\ \frac{0{,}4423}{0{,}4018} = 7{,}43\ \text{kg/cm}^2.$$

El aumento de p_e es de $7{,}43 - 6{,}75 = 0{,}68$ kg/cm².

La nueva potencia viene dada por

$$N = \frac{p_{e2}\ V\ n}{900} = \frac{7{,}43 \times 1 \times 46000}{900} = 38\ \text{CV}.$$

El aumento de potencia es de $38 - 30 = 8$ CV.

De la relación

$$\rho = \frac{V_p + V_c}{V_c}$$

en las cuales

$$V_p = \text{cilindrada unitaria} = \frac{V}{i} = \frac{1000}{4} = 250\ \text{cm}^3,$$

se obtiene el volumen de la cámara de combustión:

$$V_c = \frac{V_p}{\rho - 1} = \frac{250}{6} = 41{,}65\ \text{cm}^3.$$

SEGUNDA PARTE

LA MECÁNICA DE LOS MOTORES ALTERNATIVOS

CAPÍTULO XI

TRANSFORMACIÓN DEL MOVIMIENTO ALTERNATIVO EN MOVIMIENTO CIRCULAR CONTINUO

XI. 1. Movimiento del pistón

El movimiento alterno del pistón se transforma en movimiento circular continuo del eje mediante el sistema biela-manivela.

El pie de biela, por su unión con el pistón, está sometido a un movimiento rectilíneo alterno, y la cabeza de biela es obligada a describir un movimiento circular con el perno de la manivela. Para los efectos de cálculo, el movimiento circular de la manivela se considera uniforme, sin error apreciable. En la representación esquemática de la figura 100 tenemos:

L = longitud de la biela.

r = radio de la manivela.

C = carrera del pistón.

x = deslizamiento del pistón referido al P.M.S. e inferior a C.

α = desplazamiento angular de la manivela respecto a la posición correspondiente al P.M.S.

β = ángulo que forma el eje de la biela con el del cilindro.

Para poder determinar la velocidad y la aceleración del pistón es necesario determinar, primero, la relación que hay entre los deslizamientos lineales x del pistón y los desplazamientos angulares α de la manivela.

De la figura obtenemos:

$$x = r\,(1 - \cos\alpha) + L\,(1 - \cos\beta); \tag{1}$$

pero en esta expresión aparece el ángulo β, mientras que nosotros queremos expresar x sólo en función del ángulo α.

Por ser

$$r \operatorname{sen}\alpha = L \operatorname{sen}\beta,$$

tenemos:

$$\operatorname{sen}\beta = \frac{r \operatorname{sen}\alpha}{L};$$

y poniendo $\lambda = \frac{r}{L}$, obtenemos:

(2) $$\text{sen } \beta = \lambda \text{ sen } \alpha.$$

De esta expresión se obtiene el ángulo β para cada posición de la manivela.

Para $\alpha = 90^\circ$, sen $\alpha = 1$; y, por ello, el ángulo β adquiere su máximo valor:

$$\text{sen } \beta = \lambda\,;$$

por tanto, la relación λ es el índice de la inclinación máxima de la biela.

Recordando la conocida expresión trigonométrica

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \text{sen}^2 \beta}$$

y sustituyendo en la misma sen β por su valor deducido de la expresión (2), resulta:

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \text{ sen}^2 \alpha}.$$

Sustituyendo este valor en la expresión (1), se obtiene la expresión del deslizamiento del pistón en función del ángulo de la manivela:

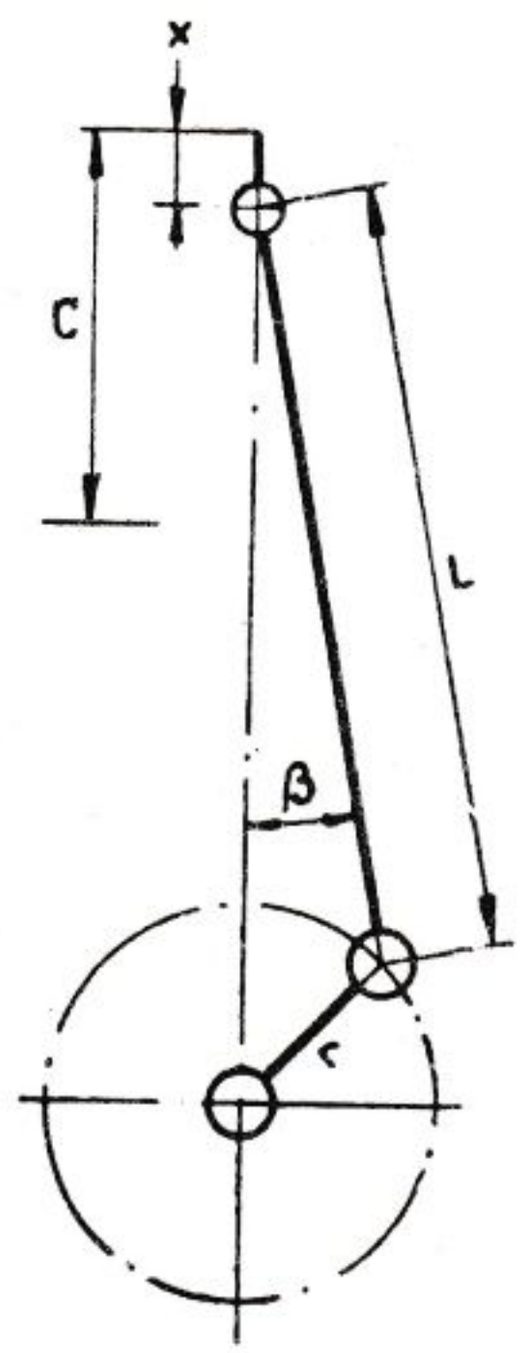


FIG. 100. — Sistema biela-manivela.

$$x = r\,(1 - \cos \alpha) + L\,(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \text{ sen}^2 \alpha}).$$

Si la biela fuese de longitud infinita ($\lambda = 0$), se desplazaría manteniéndose siempre paralela a sí misma; por lo cual tendríamos la expresión más simple:

$$x = r\,(1 - \cos \alpha).$$

Para mostrar cómo varían los deslizamientos del pistón en función del ángulo de la manivela, se ha trazado el diagrama de la figura 101, para cuyo cálculo se ha elegido: $r = 40$ mm, y $L = 150$ milímetros.

En el diagrama se observa que para un

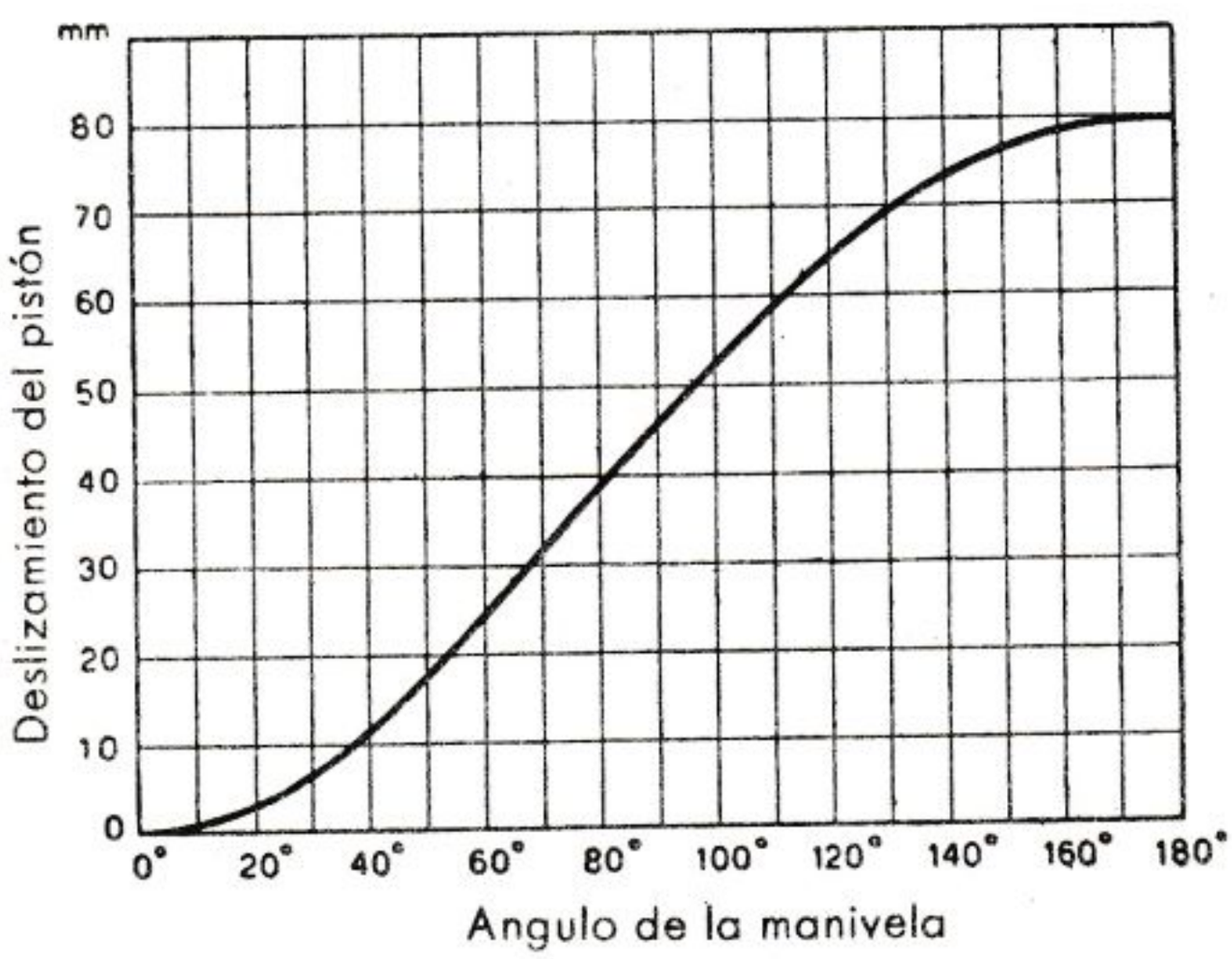


FIG. 101. — Diagrama de los deslizamientos del pistón.

movimiento angular de la manivela $\alpha = 90^o$, el pistón recorre un trayecto superior a la mitad de la carrera. Esto significa que para recorrer la primera mitad de la carrera invierte un tiempo menor que para recorrer la segunda mitad.

XI. 2. Velocidad del pistón

La velocidad del pistón no es uniforme. En un determinado instante, recorriendo el pistón una parte infinitesimal de carrera dx en un tiempo infinitesimal dt, la velocidad está dada por $V = dx / dt$, es decir, por la derivada respecto al tiempo de la expresión hallada anteriormente:

$$x = r\ (1 - \cos\ \alpha) + \mathrm{L}\ (1 - \sqrt{1 - \lambda^2\ \mathrm{sen}^2\ \alpha}).$$

que puede también ser escrita del siguiente modo, teniendo en cuenta que $L = \dfrac{r}{\lambda}$:

$$x = r \left[(1 - \cos\ \alpha) + \frac{1}{\lambda} (1 - \sqrt{1 - \lambda^2\ \mathrm{sen}^2\ \alpha}) \right]$$

Derivando, se tiene:

$$V = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = r \left(\mathrm{sen}\ \alpha + \frac{1}{\lambda} \cdot \frac{\lambda^2 \cdot 2\ \mathrm{sen}\ \alpha\ \cos\ \alpha}{2\ \sqrt{1 - \lambda^2\ \mathrm{sen}^2\ \mathrm{a}}} \right) \omega.$$

en donde $\omega = \dfrac{d\alpha}{dt}$ es, como sabemos, la velocidad angular del motor expresada en radianes pors.

Despreciando el término $\lambda^2\ \mathrm{sen}^2\ \alpha$, el término $\sqrt{1 - \lambda^2\ \mathrm{sen}^2\ \alpha}$ puede ser considerado, en la práctica, igual a 1; por lo cual, la expresión anterior se transforma en

$$V = \omega\ r\ (\mathrm{sen}\ \alpha + \lambda\ \mathrm{sen}\ \alpha\ \cos\ \alpha),$$

y recordando que

$$\mathrm{sen}\ \alpha\ \cos\ \alpha = \frac{\mathrm{sen}\ 2\ \alpha}{2},$$

se obtiene:

$$V = \omega\ r \left(\mathrm{sen}\ \alpha + \frac{2}{\lambda}\ \mathrm{sen}\ 2\ \alpha \right);$$

y como quiera que

$$\omega = \frac{2\ \pi\ n}{60},$$

$$V = \frac{\pi\ n}{30}\ r\left(\text{sen}\ \alpha + \frac{\lambda}{2}\ \text{sen}\ 2\ \alpha\right).$$

Expresando r y L en mm y V en m/seg, obtendremos:

$$V = \frac{\pi\ n}{30000}\ r\left(\text{sen}\ \alpha + \frac{\lambda}{2}\ \text{sen}\ 2\ \alpha\right).$$

En el caso hipotético de la biela con longitud infinita ($\lambda = 0$), resulta:

$$V = \omega\ r\ \text{sen}\ \alpha \frac{\pi\ n}{30000}\ r\ \text{sen}\ \alpha.$$

Conociendo el número de revoluciones que efectúa el motor durante el primer minuto n, se puede determinar así la velocidad del pistón correspondiente a una posición cualquiera de la manivela.

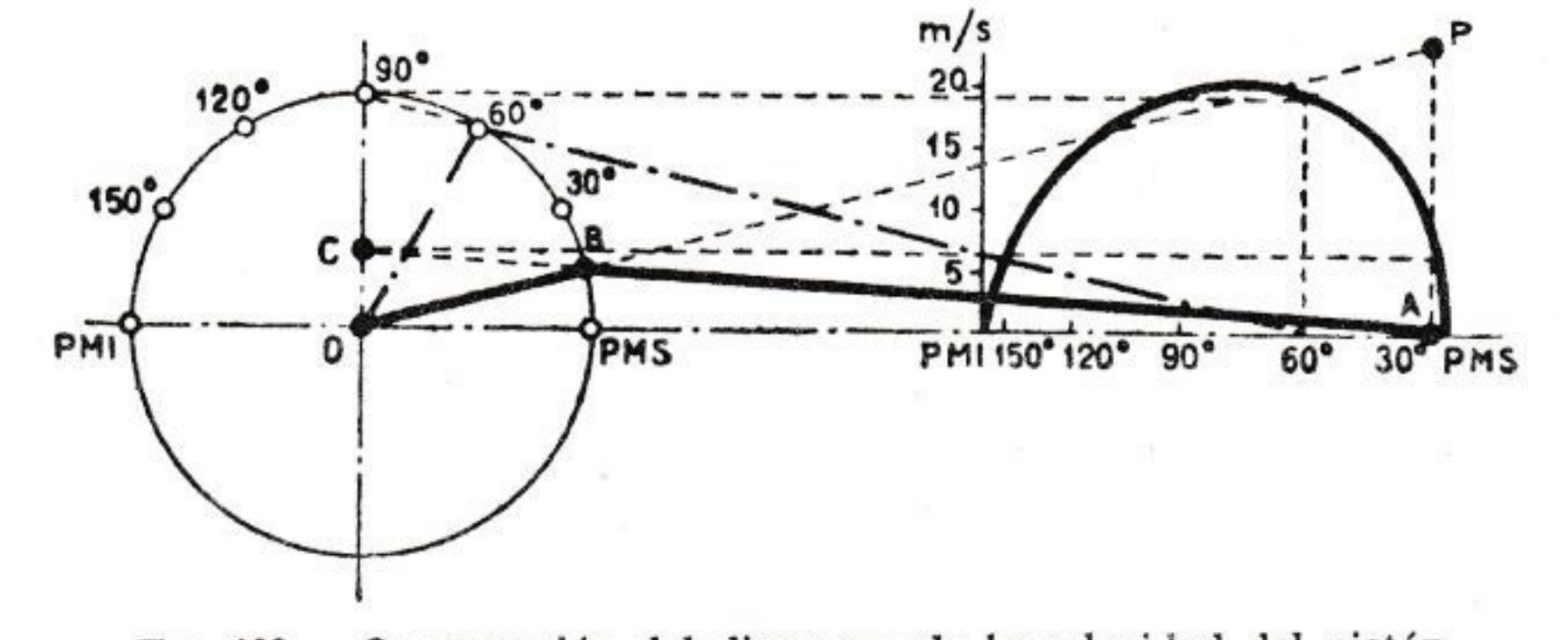


FIG. 102. — Construcción del diagrama de la velocidad del pistón.

El diagrama de la velocidad del pistón, en lugar de hallarlo analíticamente, se traza, por lo general, de una manera gráfica por un procedimiento práctico y expeditivo, basado en el principio de la mecánica racional, según el cual el movimiento de una figura plana en su plano se reduce en cada instante a una rotación alrededor de un punto ideal llamado *centro instantáneo de rotación.* Considerando el movimiento de la biela se encuentra, para cada instante, el centro instantáneo de rotación como punto de intersección P de las normales a las trayectorias descritas por los dos puntos extremos A y B (fig. 102); es decir, como el punto de intersección de la normal al eje del cilindro por el punto A y del radio que pasa por el centro del botón de la manivela B. La velocidad de A y de B son proporcionales a los segmentos $P\ A$ y $P\ B$,

porque ambos giran en torno a P con la misma velocidad angular. Trazando la prolongación de la biela hasta encontrar en C la normal por O al eje del cilindro y comparando los triángulos semejantes $B\ A\ P$ y $B\ C\ O$, resulta:

$$OC : OB = PA : PB;$$

y como los segmentos $P\ A$ y $P\ B$ son proporcionales a las velocidades instantáneas V_A y V_B de los puntos A y B;

$$OC : OB = V_A : V_B.$$

Por lo tanto, fijando para el diagrama una escala tal que el segmento $O\ B$ exprese la velocidad periférica V_B del botón de la manivela, la medida del segmento $O\ C$ nos da el valor de la velocidad instantánea del pistón en el punto A. Llevando, para cada posición del pistón, definida en la figura por el relativo ángulo de la manivela, el correspondiente segmento delimitado por el punto de intersección del eje de la biela con el radio perpendicular al eje del cilindro, se obtiene el diagrama de la velocidad del pistón.

En la figura 102 se ha trazado el diagrama de la velocidad del pistón para un motor de las siguientes características:

$$C = 80 \text{ mm}; \ L = 150 \text{ mm}; \ \lambda = \frac{r}{L} = 0{,}266; \ n = 4400 \text{ r.p.m.}$$

Del diagrama se deduce que la velocidad del pistón adquiere su máximo valor para un ángulo α, menor de 90°; como fácilmente puede demostrarse, este ángulo corresponde, con buena aproximación, al momento en que la biela es perpendicular al eje de la manivela.

Como veremos más adelante, un importante índice de las condiciones de funcionamiento de los motores es la **velocidad media del pistón.** Para cada giro de la manivela, el pistón recorre un espacio igual a dos veces la carrera; si n es el número de revoluciones del motor, el valor de la velocidad media del pistón está dada por

$$u = \frac{2\ C\ n}{60} = \frac{C\ n}{30}$$

Expresando, como se hace comúnmente, la carrera en mm, y la velocidad en m/seg, la expresión resulta:

$$u = \frac{2\ C\ n}{60 \times 1000} = \frac{C\ n}{30000}.$$

Y, particularmente, para $n = 3000$ r.p.m., la carrera en cm expresa la velocidad media del pistón en m/seg.

XI. 3. Aceleración del pistón

Hemos visto que la velocidad del pistón varía durante el ciclo según la ley expresada por

$$V = \omega\ r \left(\text{sen}\ \alpha + \frac{\lambda}{2}\ \text{sen}\ 2\ \alpha \right).$$

De donde resulta que las masas dotadas de movimiento alterno están sometidas a una aceleración a, cuyo valor está dado por la derivada de la velocidad respecto al tiempo:

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2x}{dt^2},$$

o sea:

$$a = \omega^2\ r\ (\cos\ \alpha + \lambda\ \cos\ 2\ \alpha).$$

Y para el caso de la biela de longitud infinita vale:

$$a = \omega^2\ r\ \cos\ \alpha.$$

La aceleración tiene su máximo valor positivo correspondiendo al P.M.S. ($\alpha = 0°$), porque, siendo $\cos\ \alpha = 1$, y $\cos\ 2\ \alpha = 1$, tenemos:

$$a = \omega^2\ \text{r}\ (1 + \lambda);$$

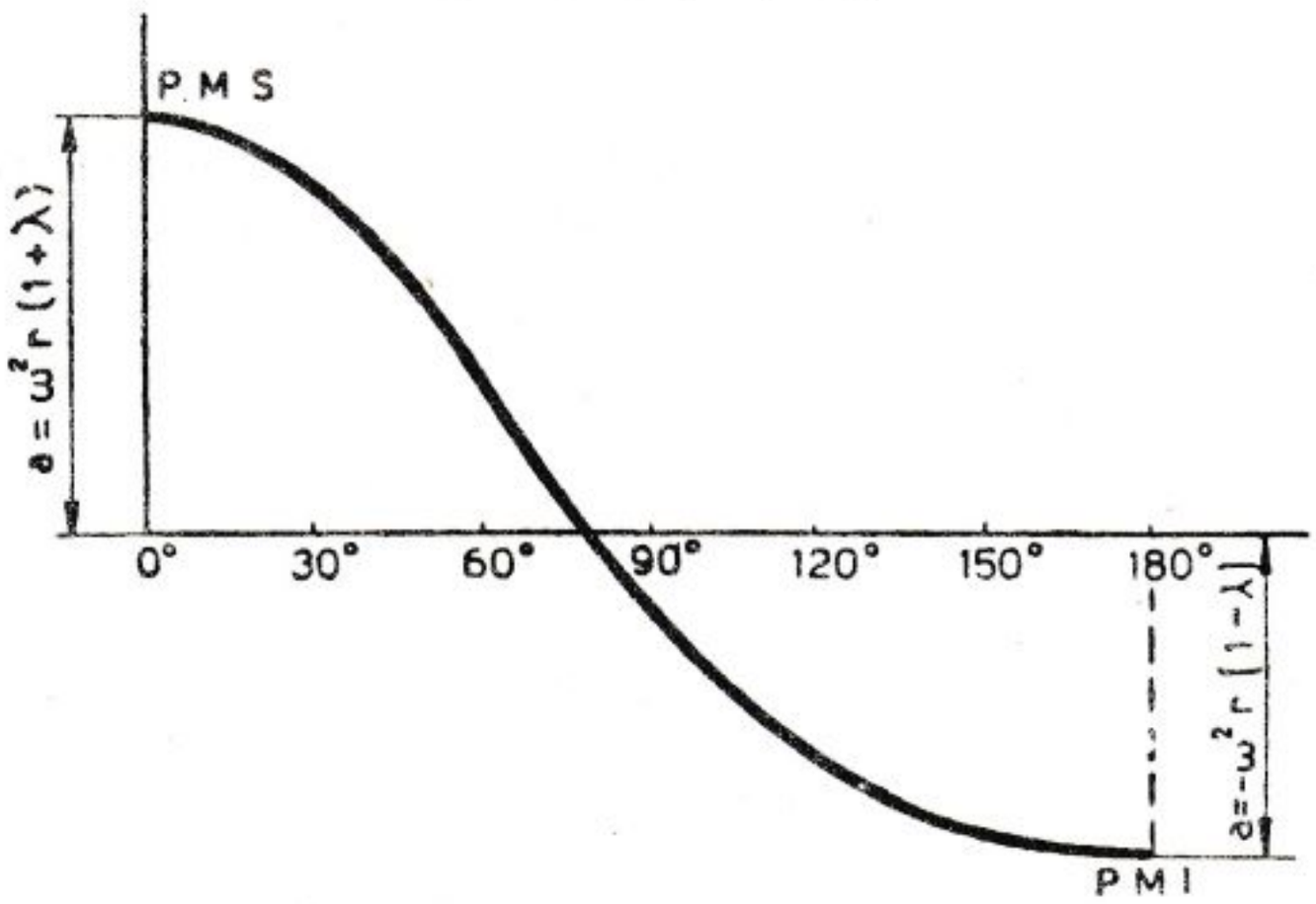


FIG. 103. — Diagrama de la aceleración del pistón en función de los ángulos de rotación de la manivela.

y su valor máximo negativo en correspondencia con el P.M.I. ($\alpha = 180°$), porque, siendo $\cos\ \alpha = -1$, y $\cos\ 2\ \alpha = 1$, resulta:

$$a = -\ \omega^2\ r\ (1 - \lambda).$$

El valor de la aceleración se anula cuando es máxima la velocidad del pistón.

La figura 103 representa el diagrama de la aceleración en función de los ángulos de rotación de la manivela durante media revolución de la misma.

Se usa mucho también el diagrama de la aceleración en función de los deslizamientos del pistón, el cual se puede trazar rápidamente por el procedimiento gráfico que se describe a continuación (pero sin demostrarlo), por el cual obtenemos valores que, si no son muy exactos, resultan, sin embargo, suficientemente precisos para las necesidades prácticas.

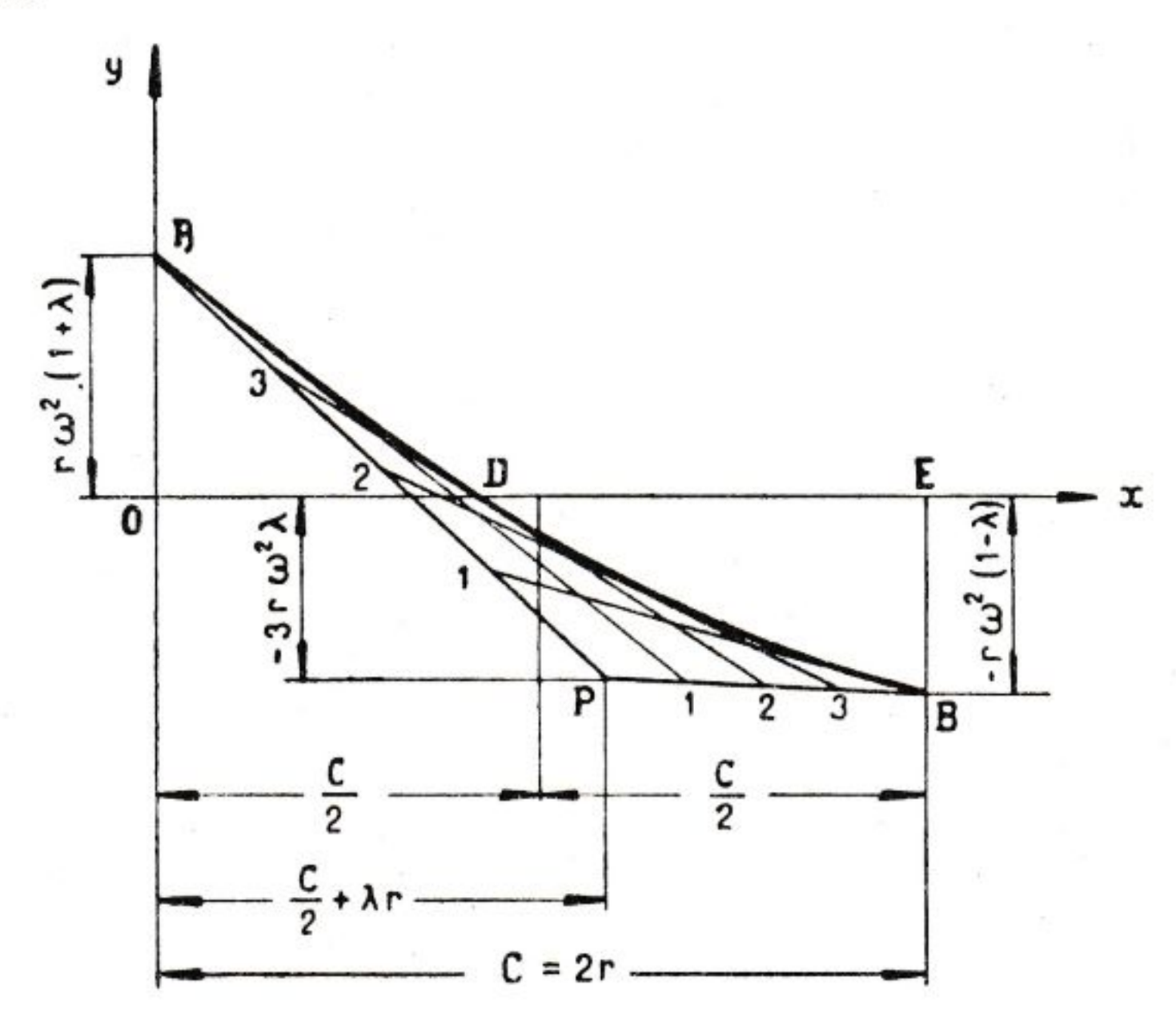


FIG. 104. — Construcción del diagrama de las aceleraciones alternas trazado en función de los desplazamientos del pistón.

En un sistema de ejes cartesianos se llevan como abscisas los valores de la carrera, y como ordenadas, los de la aceleración. Las ordenadas en los puntos muertos son:

para el P.M.S., $a = \omega^2 r (1 + \lambda)$;
para el P.M.I., $a = -\omega^2 r (1 - \lambda)$.

Del origen de los ejes (fig. 104) se lleva la abscisa $\frac{C}{2} + \lambda r$ y, en correspondencia, la ordenada $-3 r \omega^2 \lambda$, y se obtiene así el punto P. Conjugando el punto P con A y con B, se determinan los segmentos de recta AP y BP. El diagrama de la aceleración está representado por un acto de parábola tangente a dichos segmentos; en un sistema cualquiera —por ejemplo, el de la figura 104— resulta fácil seguir el trazado.

XI. 4. Masas dotadas de movimiento alterno y masas circulares

Conociendo las leyes que regulan el movimiento de los órganos del sistema biela-manivela, es fácil obtener, en relación a su peso, las fuerzas que se generan en dicho movimiento. En efecto, *las partes dotadas de movimiento alterno están sometidas a fuerzas de inercia* calculables por medio de la fórmula general $F_a = -m_a\, a$; en donde m_a es la masa y a la aceleración, mientras que *las partes unidas a la manivela y que giran con ella están sometidas a la fuerza centrífuga* expresada por $F_c = m_c\, \omega^2\, r$; en donde ω es la velocidad angular.

Antes de proseguir en el estudio es necesario aclarar, en orden a la determinación del valor de las masas que entran en el cálculo, cuáles son las partes dotadas de movimiento alterno y cuáles las de movimiento circular.

No existe ninguna duda en cuanto se refiere al pistón y a las partes a él directamente unidas, pero no ocurre lo mismo en lo que respecta a la biela.

Ésta se une, por una extremidad, con el pistón y, por la otra, con el perno de la manivela. En ambas lleva montados cojinetes que, con relación del peso, se consideran como parte integrante de la biela. La extremidad unida al pistón (*pie de biela*) participa de su movimiento alterno, mientras que la que se une al eje (*cabeza de biela*) participa del movimiento circular del mismo.

Por lo que respecta a la caña de la biela, es buena norma, en el caso de bielas corrientes, englobar un tercio de su peso con la cabeza y los otros dos tercios con el pie, despreciando el par de inercia de la biela.

Se consideran, por tanto, con aproximación más que suficiente, *concentradas sobre el eje del perno del pistón y dotadas de movimiento alterno* las masas de las siguientes partes:

1) Pistón completo con sus aros;
2) Perno del pistón y partes anexas;
3) Pie de biela y dos tercios de la caña;
4) Vástago y cruceta (en su caso).

Se consideran *concentradas sobre el eje del perno de la manivela y dotadas de movimiento circular* las masas de las siguientes partes:

1) Perno de la manivela;
2) Cabeza de biela completa y un tercio de la caña.

Hay que considerar también como partes generadoras de fuerza centrífuga los brazos de manivela y sus eventuales contrapesos; para co-

modidad del cálculo pueden éstos considerarse también concentrados sobre el eje del perno de la manivela (1).

En el estudio del equilibrado del motor intervienen, como veremos, las fuerzas centrífugas.

Las alternas, estando constantemente dirigidas según el eje del cilindro, actúan sobre la manivela en forma análoga a como lo efectúan las presiones del gas e intervienen modificando la acción de éste; por eso serán tomadas en consideración en el estudio que se hará del diagrama de las cargas resultantes, para la justa determinación de los valores instantáneos de la carga sobre los cojinetes de biela y de bancada, así como del par motor. Por esta razón, y para comodidad del cálculo, se acostumbra a valorarlos como presiones aplicadas al pistón.

Por el contrario, las fuerzas centrífugas, como quiera que pasan constantemente por el centro de rotación, no influyen sobre el valor del par motor.

Para los efectos del cálculo, cada fuerza, centrífuga o alterna, debe ser evidentemente aplicada a la masa que la genera; así, sobre el perno del pistón actúa tan sólo la fuerza alterna del mismo; sobre el cojinete de cabeza de biela ejercen su acción todas las fuerzas alternas, la fuerza centrífuga generada por la cabeza de biela y un tercio de su caña, y sobre el cojinete de bancada, todas las fuerzas, así las alternas como las centrífugas.

XI. 5. Fuerzas alternas de inercia

En la relación general $F_a = -m_a \cdot a$, sustituyendo a por la expresión hallada en el párrafo XI. 3, obtendremos la fuerza de inercia debida a las masas alternas:

$$F_a' = -m_a\ \omega^2\ r\ (\cos\alpha + \lambda \cos 2\ \alpha)\ (^2).$$

En esta expresión, el factor colocado entre paréntesis está formado por dos términos: $\cos\alpha$ y $\lambda \cos\alpha$, cada uno de los cuales representa

---

(1) *Reducción de las masas a un mismo radio.* Para facilitar la comparación y el cálculo, se pueden reducir todas las masas centrífugas al mismo radio (por lo general al de la manivela) modificándolas de modo que la fuerza centrífuga $m\,\omega^2\,r$ por ellas generada, y, por tanto, los momentos estáticos $m\,r$, no varíen. Si los diversos momentos estáticos son $m_1\ r_1$, $m_2\ r_2$ ... etc., *las masas reducidas al radio r de manivela* valen:

$$m_1' = m_1 \frac{r_1}{r}\ ;\ m_2' = m_2 \frac{r_2}{r}\ ;\ \ldots \text{ etc.}$$

Las masas m_1', m_2' ... constituyen ellas mismas la medida de los distintos momentos estáticos y, por consiguiente, de las diversas fuerzas centrífugas.

(2) Como se ve, también la fuerza *alterna* de inercia tiene una expresión del tipo $F_a = f\ (m\,\omega^2\,r)$, igual que la fuerza centrífuga; lo cual era previsible, pues bas-

una función sinusoidal. Trazando las curvas que representan la variación de sus valores (fig. 105), se halla —como, además, se puede deducir de sus expresiones matemáticas— que el segundo término tiene una frecuencia doble del primero, lo cual significa que en un determinado tiempo adquiere el valor cero y su valor máximo un número de veces doble del correspondiente al primer término.

La expresión $m_a\ \omega^2\ r\ \cos\ \alpha$ representa la **fuerza alterna de inercia de primer orden,** y equivale a toda la fuerza de inercia en el caso imaginario de la biela de longitud infinita. El segundo término, $m_a\ \omega^2\ r\ \lambda\ \cos\ 2\ \alpha$, constituye la **fuerza alterna de inercia de segundo orden,** y es igual a cero en el caso imaginario de biela con longitud infinita.

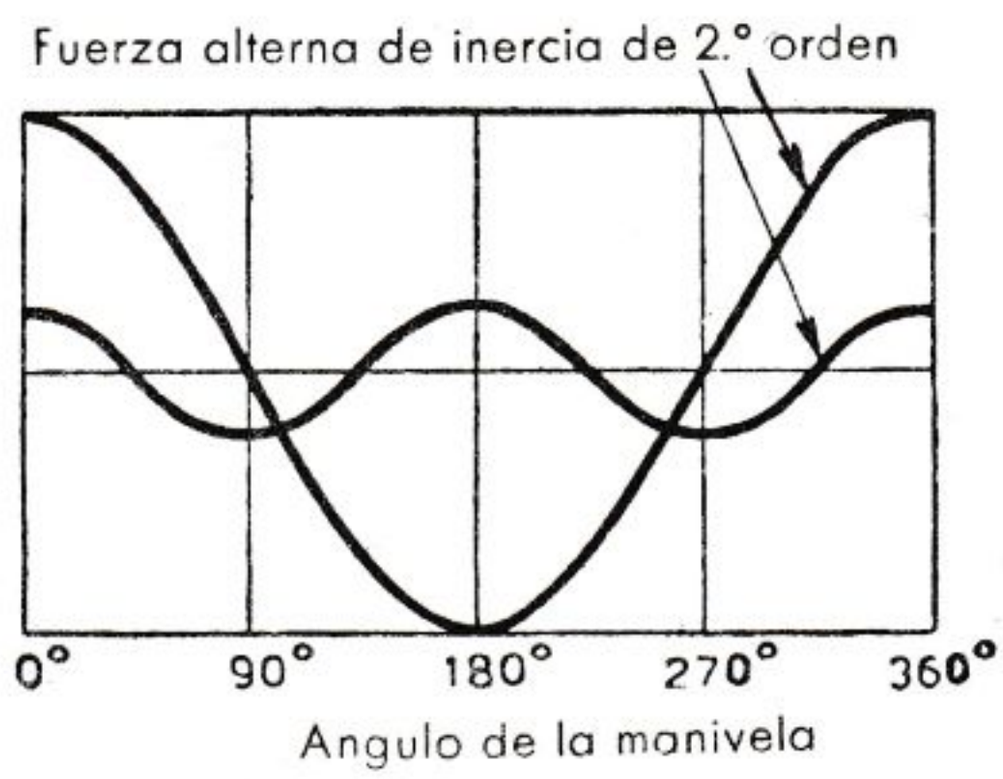


FIG. 105. — Fuerzas alternas de 1.° y 2.° orden.

Las fuerzas alternas de inercia son las causas más importantes de vibraciones, y veremos seguidamente cómo su efecto nocivo puede ser neutralizado en parte o totalmente.

El diagrama de las fuerzas alternas de inercia se obtiene fácilmente cambiando de signo todas las ordenadas del diagrama de las aceleraciones y multiplicándolos por el valor de la masa de las partes alternas. Así, simplemente invirtiéndolo, el mismo diagrama de las aceleraciones de la figura 104 puede representar, en escala oportuna, el de la fuerza alterna, como se indica en la figura 106. En dicha figura se ha llevado también la escala de las *fuerzas de inercia específicas* (fuerzas de inercia/área del pistón), a las cuales será conveniente referirnos a menudo.

El área del diagrama de las fuerzas alternas, que aparece rayado en la figura 106, representa el trabajo realizado por las fuerzas de inercia; se demuestra fácilmente que este trabajo es nulo para cada media revolución de la manivela, porque las áreas *O A D* y *B E D* son equivalentes.

---

taba advertir que ambas son fuerzas de inercia generadas por un movimiento circular. Este hecho no debe, sin embargo, original confusiones entre las dos fuerzas de inercia: alterna y circular.

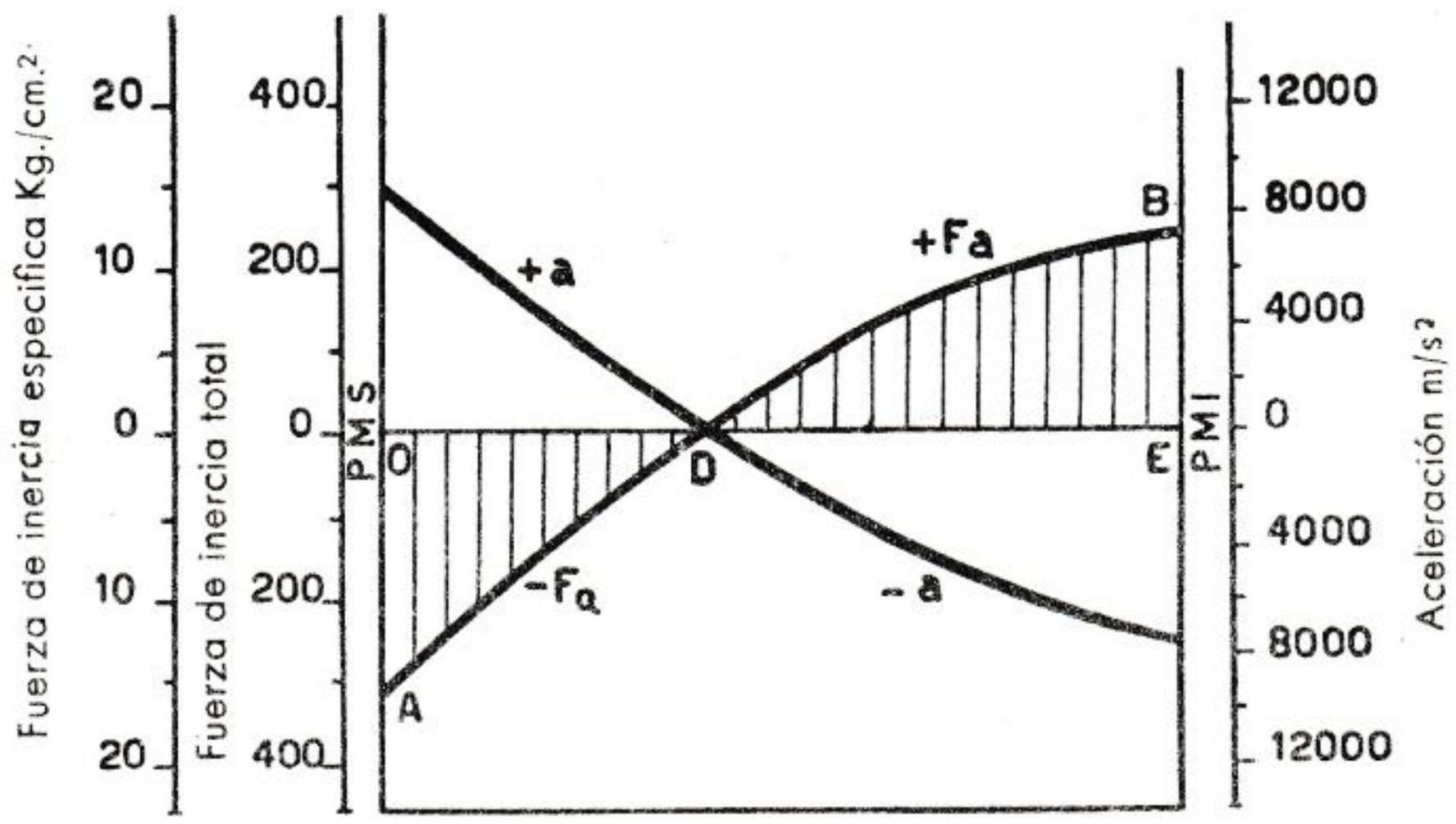


FIG. 106. — Aceleraciones y fuerzas alternas trazadas en función de los desplazamientos del pistón.

XI. 6. Diagrama de las fuerzas resultantes

La fuerza resultante que, dirigida según el eje del cilindro, actúa en cada instante sobre la manivela, se obtiene efectuando la composición de los valores que en cada momento adquieren la fuerza debida a la presión del fluido activo sobre el pistón y la fuerza alterna de inercia. Según que estos componentes estén dirigidos en el mismo sentido o en sentido opuesto, la fuerza resultante será la suma o la diferencia de los mismos. Así, por ejemplo, al comienzo de la carrera de expansión, la fuerza alterna de inercia se opone a la correspondiente a la presión del gas (fig. 107), por lo que se reduce el empuje transmitido por el pistón a la biela y al eje cigüeñal. Esta reducción es particularmente sensible cuando el motor gira a elevada velocidad.

Gráficamente se puede obtener el diagrama de las fuerzas resultantes componiendo el diagrama de las fuerzas debidas a la presión del gas de acuerdo con el de las fuerzas alternas de inercia.

Con este procedimiento se ha trazado el diagrama de la figura 108, correspondiente a un motor monocilíndrico de ciclo Otto y 4 tiempos. Tanto las fuerzas debidas a la presión del gas como las de inercia están divididas por el área del pistón y medidas, por tanto, en kg/cm², y tienen las mismas dimensiones que una presión; se consideran positivas cuando su dirección coincide con la velocidad del pistón, y negativas, en el caso contrario.

La línea de trazos y puntos representa el diagrama de las presiones ejercidas por el gas sobre el pistón; presiones cuyos valores en función de la posición del pistón están dadas por el ciclo indicado del motor.

La línea de trazos representa, por el contrario, el diagrama de las fuerzas específicas de inercia, el cual puede obtenerse, por ejemplo, de la manera que hemos descrito en el párrafo anterior.

La línea continua es el diagrama resultante obtenido de la composición del diagrama de trazos y puntos con el dibujado sólo con trazos.

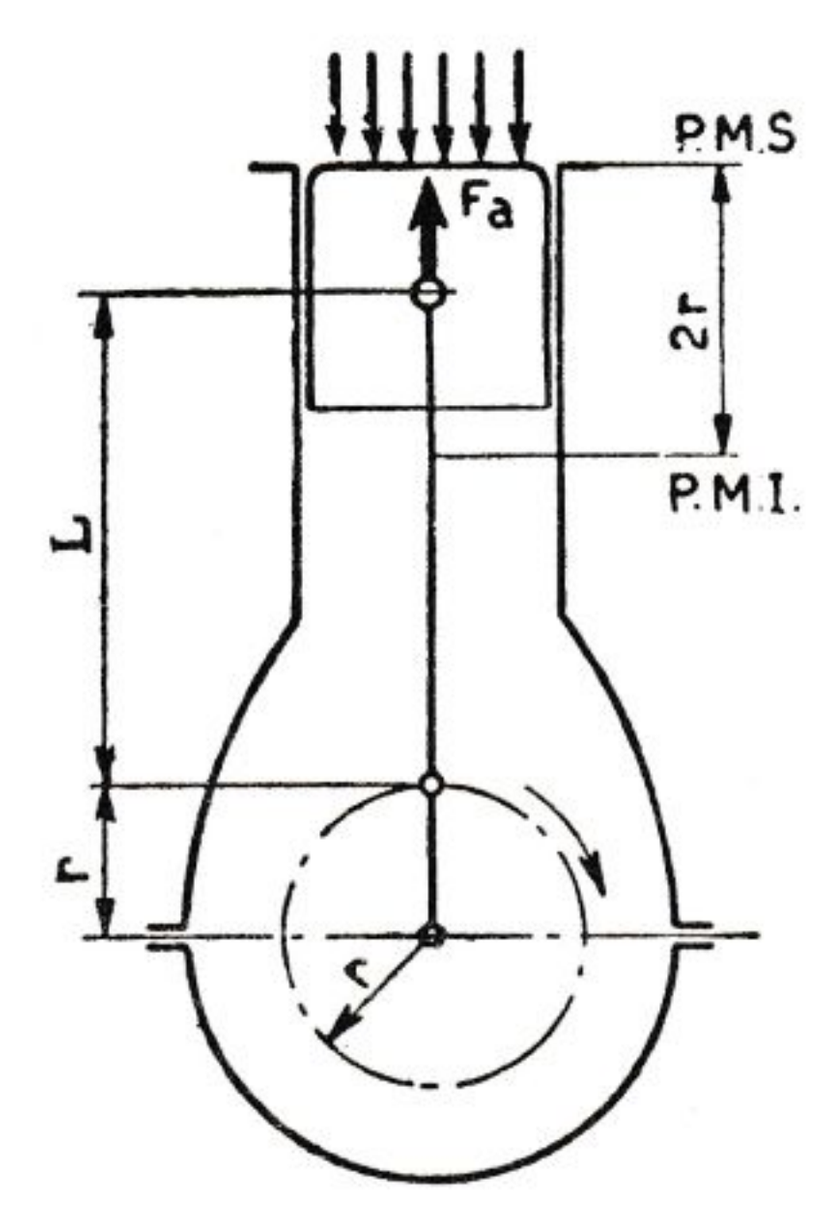


FIG. 107. — Sentido de la fuerza en el P. M. S.

Analizando las diversas fases del ciclo, podemos observar que en la primera carrera, es decir, en la de aspiración, actúa únicamente la fuerza de inercia de las masas alternas, por cuanto la fuerza debida a la ligera depresión que se produce en el cilindro es de carácter despreciable. En la segunda carrera, al moverse el pistón de abajo arriba, el diagrama de las fuerzas de inercia se invierte, y la presión causada por la compresión se opone, evidentemente, al movimiento del pistón. En la primera parte de la carrera de expansión, como ya hemos dicho, la fuerza de inercia se opone a la presión de combustión. En la carrera de escape, el cilindro está en comunicación con el exterior, los gases ofrecen una resistencia mínima al movimiento del pistón y, por ello, actúa sobre la manivela solamente la fuerza de inercia.

Con objeto de hacer evidente la importancia que las fuerzas de inercia tienen en los diversos regímenes de funcionamiento del motor, se han trazado en la figura 109 los diagramas resultantes correspondientes a los regímenes de 1.000, 2.200 y 4.400 r.p.m. para el mismo monocilindro de la figura 108, considerando constante el diagrama indicado.

Al examinar la figura, se observa que a *bajo régimen* (a) prevalecen las fuerzas definidas por el diagrama indicado; *a régimen medio* (b) comienzan a ser sensibles las fuerzas de inercia, reduciendo ligeramente las solicitaciones debidas a las presiones máximas del ciclo; a *elevada velocidad* (c) las fuerzas de inercia adquieren siempre mayor importancia, regularizando el diagrama resultante y haciendo bajar el valor de la carga máxima sobre los cojinetes, pero aumentando notablemente la carga media.

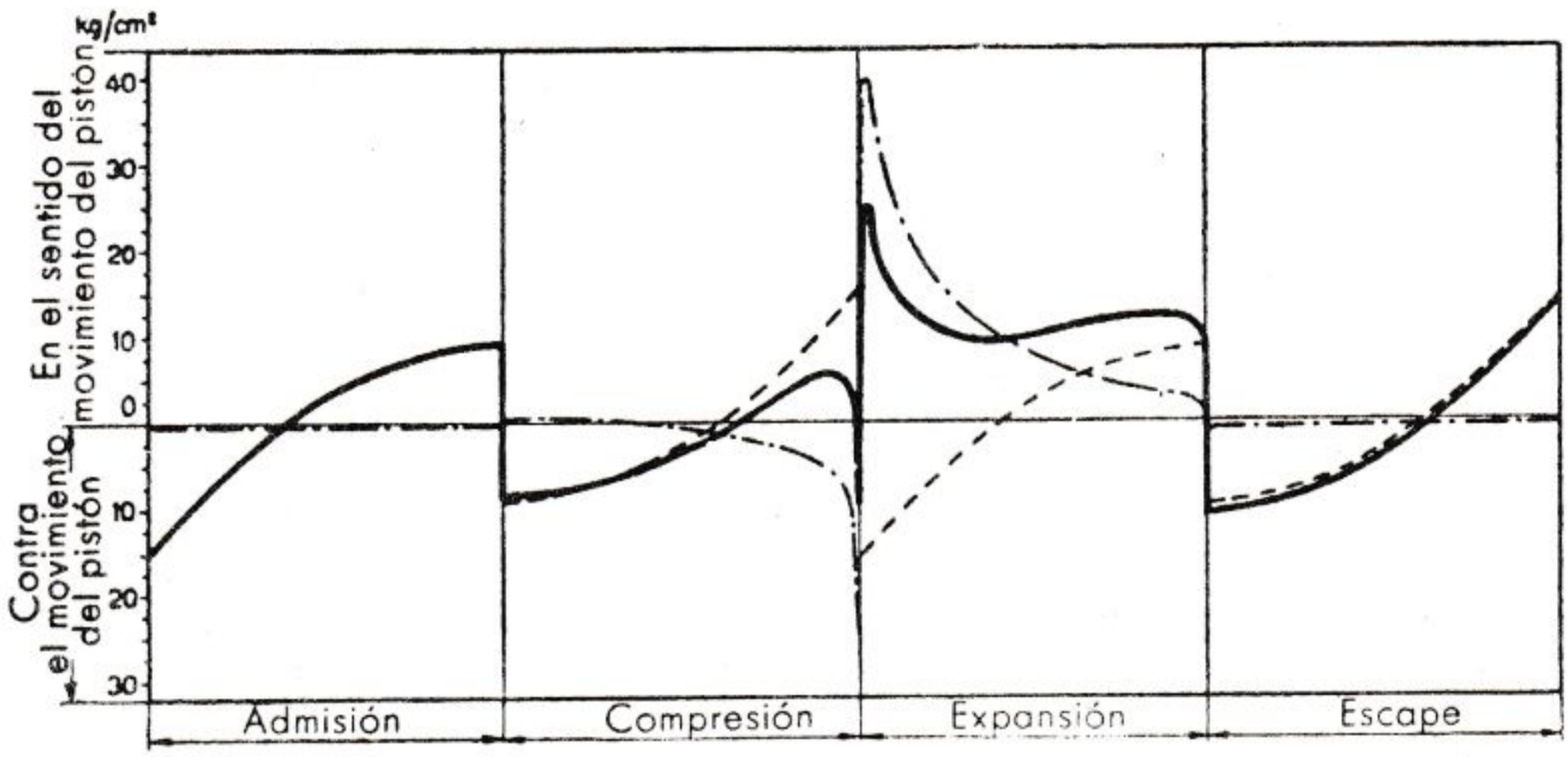


FIG. 108. — Diagrama resultante.

Es de observar, por tanto, que para motores pesados y veloces en los regímenes altos, las fuerzas de inercia tienen preponderante importancia sobre la forma del diagrama resultante, de un modo especial en las fases no activas, haciéndolo, desde luego, más irregular.

En los motores de grandes dimensiones cuyas partes dotadas de movimiento alterno son notablemente pesadas, la velocidad de rotación no puede alcanzar valores muy elevados, y en los motores rápidos, el peso de las masas alternas debe ser tanto menor cuanto más elevado sea el régimen compatible con las solicitaciones del material.

XI. 7. Diagrama del par motor

La fuerza resultante F que actúa sobre el pistón, suma de la alterna de inercia F_a y de la correspondiente a la presión del gas F_g (fig. 110), está equilibrada por la reacción de la biela y de las paredes del cilin-

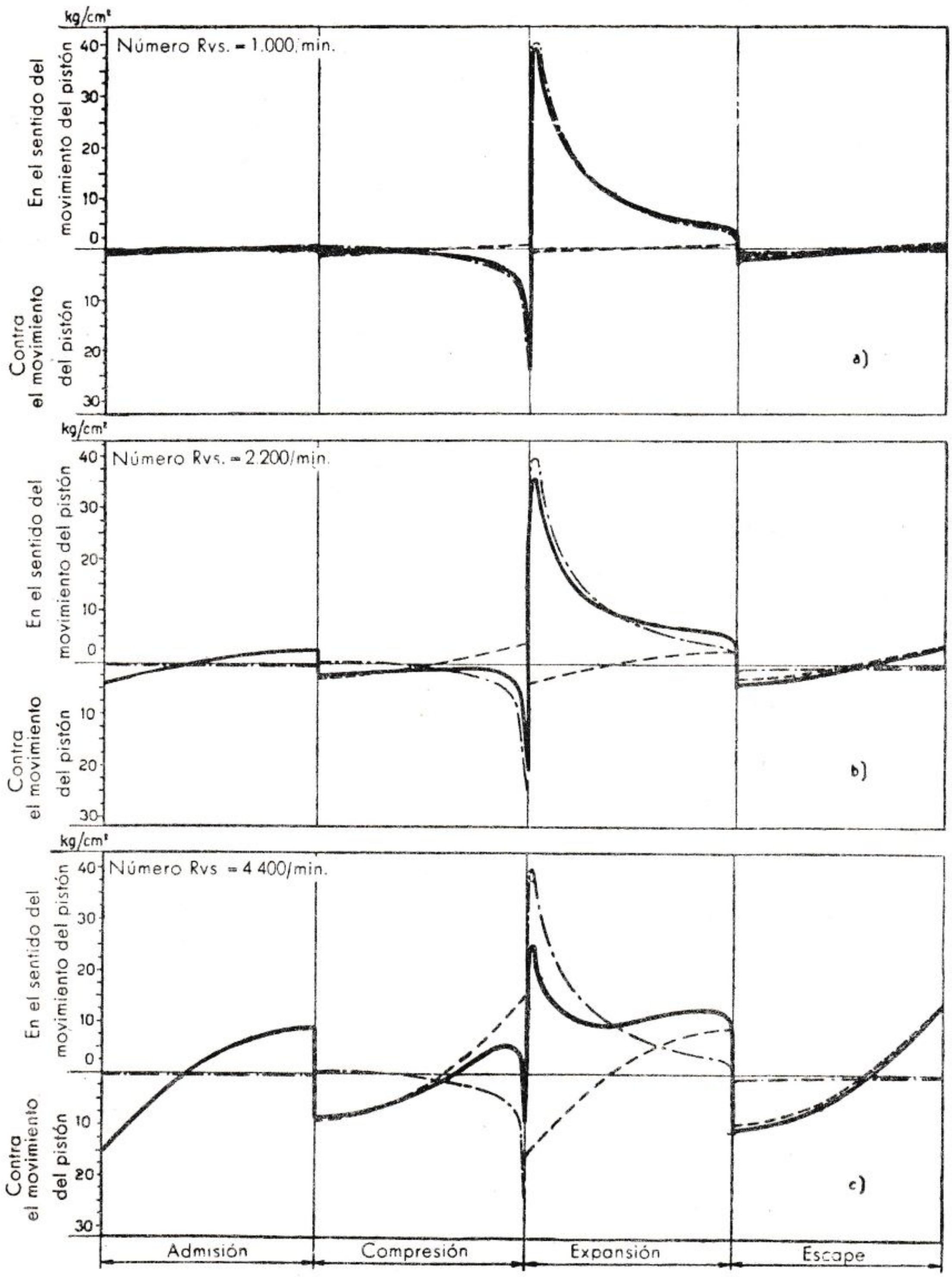


Fig. 109. — Influencia de las variaciones del régimen sobre el diagrama resultante.

dro; por tanto, ejerce sobre la biela una fuerza F_b, dirigida según su eje sobre el botón de la manivela. Su intensidad es:

$$F_b = \frac{F}{\cos \beta} ;$$

y sobre las paredes del cilindro actúa una fuerza F_m, normal a la misma y cuya intensidad es:

$$F_n = F \text{ tg } \beta.$$

Esta última fuerza que, como se deduce de la fórmula, resulta tanto mayor cuanto más abierto sea el ángulo β, es, evidentemente, la causa de la pérdida de potencia por rozamiento del pistón contra las paredes del cilindro.

La fuerza F_b es ejercida por la biela sobre el botón de la manivela y, por tanto, sobre el eje cigüeñal, respecto a cuyo eje de rotación tiene un brazo $d = r \text{ sen } (\alpha + \beta)$, por lo cual da origen al momento motor M_j de intensidad:

$$M_t = F_b \, d.$$

Sustituyendo F_b y d por sus valores, obtenemos:

$$M_t = \frac{F}{\cos \beta} \, r \text{ sen } (\alpha + \beta) = F \, r \left[\text{sen } \alpha + \cos \alpha \, \frac{\text{sen } \beta}{\cos \beta} \right] .$$

Recordando que $\text{sen } \beta = \lambda \text{ sen } \alpha$ y $\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \text{ sen}^2 \alpha}$, resulta la expresión

$$M_t = F \, r \left[\text{sen } \alpha + \frac{\lambda \text{ sen } \alpha \cos \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \text{ sen}^2 \alpha}} \right]$$

y despreciando el término $\lambda^2 \text{ sen}^2 \alpha$, tenemos en definitiva:

$$F \, r \left[\text{sen } \alpha + \frac{\lambda}{2} \text{ sen } 2 \, \alpha \right]$$

Al mismo valor del momento motor se llega descomponiendo la fuerza F_b en una componente radial F_r y una tangencial F_t, la primera de las cuales no contribuye, evidentemente, al par motor, mientras la segunda actúa con un brazo r = constante; por ello, el par motor vale:

$$M_t = F_t \cdot r.$$

De la figura obtenemos inmediatamente:

$$F_t = F_b \text{ sen } (\alpha + \beta);$$

y sustituyendo, resulta:

$$M_t = F_b \; r \; \text{sen} \; (\alpha + \beta),$$

que es la misma fórmula hallada anteriormente.

De esta forma, esto es, repitiendo la construcción gráfica de la figura 110, es fácil trazar en función de α el diagrama del par motor M_t, que evidentemente se anula para $\alpha = 0°$ y $\alpha = 180°$ (1).

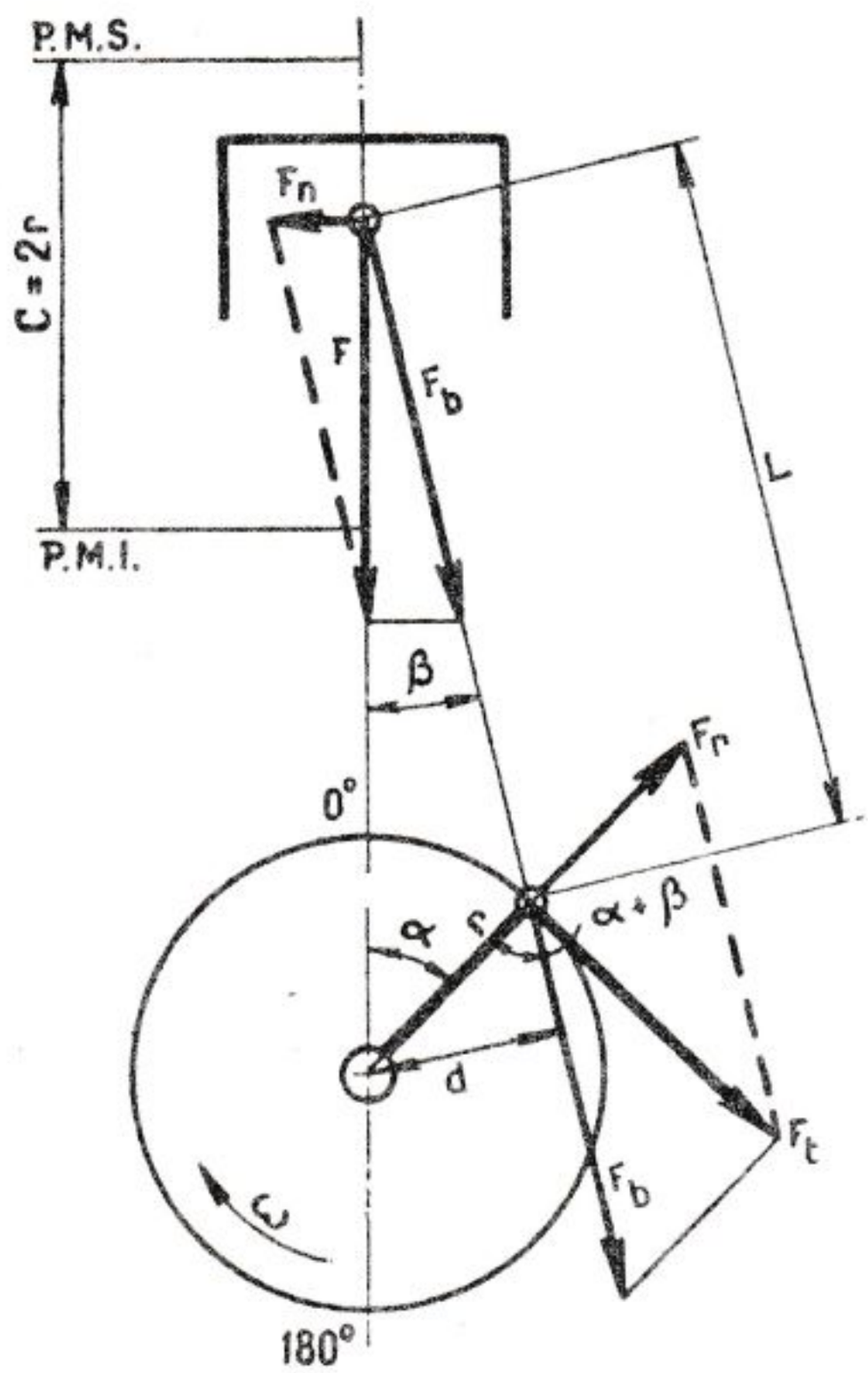


FIG. 110. — Descomposición de la fuerza resultante para el cálculo del momento motor.

La figura 111 muestra el diagrama del par motor para un monocilindro de 4 tiempos ilustrando claramente su forma pulsante (puesto

(1) Si los valores de F se obtienen de los diagramas de las figuras 108 y 109 multiplicando el valor de la carga resultante leído sobre el diagrama por el área del pistón, y se afecta F con el signo que la carga tiene en los diagramas, el valor de la expresión $\left(\text{sen} \; \alpha + \frac{\lambda}{2} \; \text{sen} \; 2 \; \alpha \right)$ debe ser considerada sólo como valor absoluta el cálculo de M_t (es decir, M_t toma siempre el signo de F así obtenido).

ya en evidencia por la expresión analítica correspondiente), que puede ser causa de irregularidad de marcha y de vibraciones. La suma algegraica del área positiva y negativa del diagrama representa el trabajo motor realizado en un ciclo; igualando el área a la de un rectángulo que tenga como base la misma abscisa (2 revoluciones = 4 carreras = = 720°, en el caso de la figura), la altura correspondiente representa el valor medio del par motor *(momento motor medio)* (1).

Resulta evidente que en el motor monocilíndrico de 4 tiempos, habiendo una sola fase útil por cada dos revoluciones, el valor de la ordenada máxima es mucho mayor que el de la ordenada media.

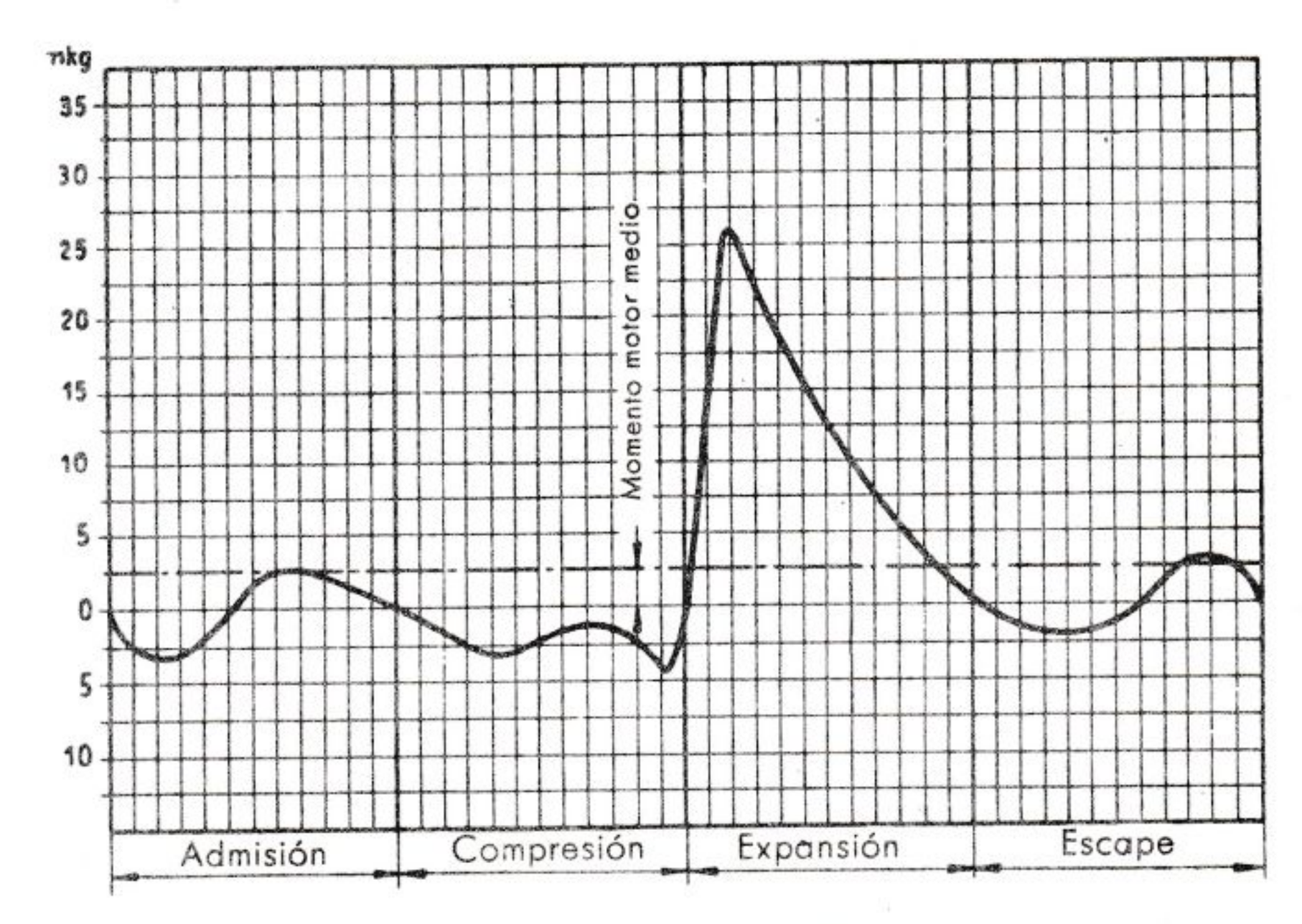


FIG. 111. — Diagrama del par motor para un monocilindro.

XI. 8. Reparto de los ciclos en los motores pluricilíndricos

En el caso de los motores con varios cilindros, para regularizar al máximo el par motor y hacer, por tanto, más uniforme el movimiento del eje de cigüeñales y más ordenada la marcha del motor, se procura que los ciclos de los diversos cilindros se sucedan con iguales intervalos angulares. Esto se obtiene defasando entre sí las manivelas del eje cigüeñal, de manera que las correspondientes a dos ciclos sucesivos

(1) Se observa que la fuerza de inercia no influye sobre el valor medio del par motor, por cuanto su trabajo es nulo para cada media revolución de la manivela; en cambio, influye sobre los valores instantáneos que adquiere el par motor.

se encuentren defasadas en un ángulo que está dado en grados por la siguiente relación:

$$\theta = 180 \frac{h}{i},$$

en donde h es el número de tiempos; i, el número de cilindros.

Esta regla es válida no sólo para los motores con cilindros en línea, sino también para los de varias líneas de cilindros, siempre que el ángulo entre los planos en que actúan los cilindros sea igual a θ. Sin profundizar en el problema, hacemos observar que ésta no es la única condición que satisface la uniforme repartición de los ciclos en los motores de varias líneas.

En el caso de los motores en estrella, en los cuales sólo hay una manivela, el defasaje entre los ciclos está dado por la misma disposición en estrella de los cilindros: en ellos el defasaje entre las manivelas está sustituido por el defasaje entre los cilindros.

En estas condiciones, en el campo de los motores de 4 tiempos, para un motor de 2 cilindros se tiene una fase útil por revolución ($\theta = 360°$); en uno de 4 cilindros, una cada media revolución ($\theta = 180°$); en uno de 8 cilindros, una cada cuarto de revolución ($\theta = 90°$), y así sucesivamente. Resulta, por tanto, comprensible la ventaja que se obtiene al aumentar el número de cilindros, considerando que es siempre menor la diferencia entre la ordenada máxima y la media del par motor.

La relación entre los valores máximo y mínimo del par motor es un índice del grado de irregularidad del motor; a título de ejemplo (figura 112) se muestran algunos diagramas del par motor correspondientes a motores de 4 tiempos que tienen los cilindros de iguales dimensiones, pero en número distinto, y funcionan al mismo régimen. Los valores de las relaciones entre par máximo y medio son los siguientes:

1 cilindro, 10,3;	5 cilindros, 2,33;
2 cilindros, 4,45;	6 cilindros, 1,65;
3 cilindros, 3,47;	8 cilindros, 1,49.
4 cilindros, 1,95;	

La frecuencia con la cual se repite el valor máximo de M_t para un motor de 2 tiempos es igual a la de uno de 4 tiempos que tenga doble número de cilindros.

XI. 9. El volante

Aunque el valor medio del par motor sea igual al valor del par resistente (al que, con buena aproximación, podemos considerar constante), la velocidad de rotación del motor y de las masas unidas al mismo no puede permanecer constante e igual al valor medio ω.

Siendo, en efecto, el par motor variable, en los intervalos de tiempo durante los cuales es superior al resistente, el exceso de trabajo motor

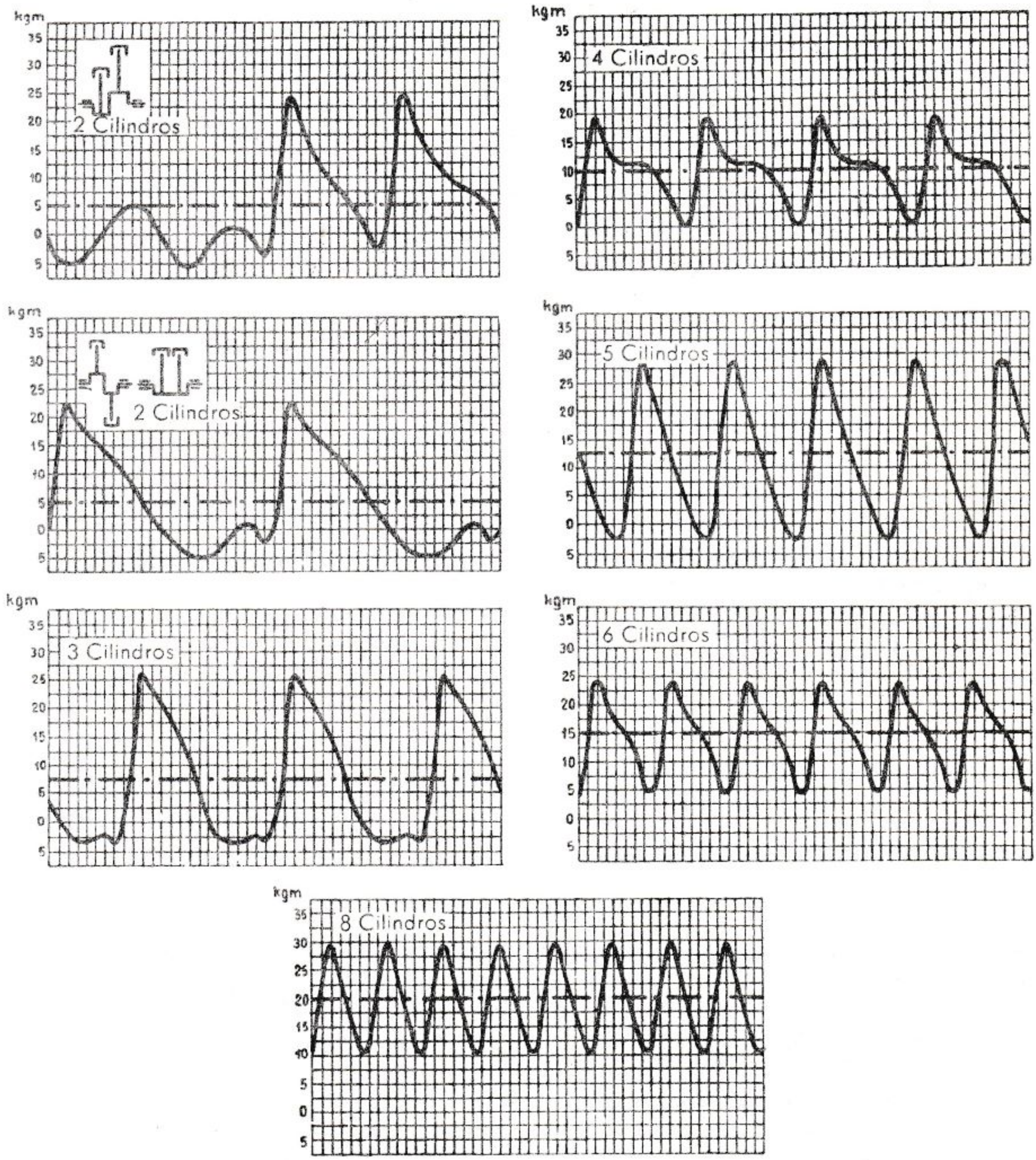


FIG. 112. — Diagrama del par en motores pluricilíndricos.

es acumulado por el sistema en rotación bajo forma de energía cinética, y la velocidad de rotación asciende hasta un valor máximo; mientras que en los intervalos durante los cuales el par motor es inferior al resistente, el exceso de trabajo resistente es compensado por el sistema en rotación a expensas de una disminución de su energía cinética, y entonces la velocidad de rotación desciende hasta un valor mínimo.

Indicando con J el momento de inercia de las masas en rotación; con ω_2, el valor máximo de la velocidad angular, y con ω_1, el mínimo, la máxima variación de energía cinética del sistema vale:

$$\triangle E = \frac{1}{2} J \ (\omega_2^2 - \omega_1^2).$$

Dado que los valores de ω_2 y ω_1 son, en general, bastante próximos entre sí y al de ω, podemos escribir con buena aproximación:

$$\omega = \frac{\omega_2 + \omega_1}{2}$$

Como índice de la regularidad de funcionamiento del motor podemos considerar su **grado de irregularidad** δ definido como la relación entre la diferencia de la velocidad de rotación máxima y mínima y la velocidad media, es decir:

$$\delta = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega}$$

La expresión $\triangle E$ se puede escribir así:

$$\triangle E = \frac{1}{2} J \ (\omega_2 + \omega_1) \ (\omega_2 - \omega_1) = J \ \frac{\omega_2 + \omega_1}{2} \ (\omega_2 - \omega_1);$$

y como $\omega_2 - \omega_1 = \omega \ \delta$, $\triangle E = J \ \omega_2 \ \delta$, se obtiene

$$\delta = \frac{\triangle E}{J \ \omega_2}$$

Y como, según hemos dicho, la variación $\triangle E$ de energía cinética del sistema es igual a la diferencia entre el trabajo-motor y el resistente, se ve claro que su valor es tanto mayor cuanto mayor es el grado de irregularidad del par motor (y, por tanto, cuanto menor es el número de cilindros del motor), y cuanto mayor es el valor medio del par motor mismo.

Para un motor dado, es decir, permaneciendo fijos el número de cilindros, la forma del ciclo, etc., las condiciones de funcionamiento más regulares son, por tanto, las de intensas cargas y baja velocidad. Para mantener el valor del grado de irregularidad δ entre límites aceptables, que dependen del género de trabajo que el motor debe realizar, es necesario, por tanto, asignar un valor oportuno al momento de

inercia J del sistema de rotación, el cual se obtiene por medio del volante.

En los motores rápidos, el volante se calcula para un grado de irregularidad, aproximadamente, de 1/10 y para una velocidad de rotación de 400-800 r.p.m.; en los motores lentos, para un grado de irregularidad oscilante entre 1/15-1/30 y para una velocidad de rotación de 50-110 r.p.m. Nos limitamos a recordar que el punto de partida para el cálculo es el diagrama de las fuerzas tangenciales o del par motor.

Hacemos observar la ventaja que resulta (como ahorro de peso) al obtener el momento de inercia deseado mediante un volante de gran diámetro; pero esta práctica constructiva está limitada por obvias consideraciones sobre la resistencia de los materiales en relación a las fuerzas centrífugas que se producen y a razones de espacio. Es interesante hacer notar que, para los motores de aviación, la misma hélice asume las funciones de volante con un importantísimo beneficio de peso.

En el dimensionado del volante intervienen, pues, muchos factores que dependen de las condiciones de empleo y del tipo del motor, como, por ejemplo, las condiciones de arranque, de marcha al mínimo y los períodos de aceleración; con respecto a estos factores, la solución más satisfactoria es, por lo general, una solución de compromiso. El arranque del motor se facilita con un volante de gran momento de inercia, porque el mismo acumula en la primera fase útil mayor energía para superar rápidamente las fases pasivas que preceden a la combustión siguiente, sobre todo teniendo en cuenta que la velocidad angular alcanzable en este período no es muy elevada. Lo mismo ocurre para la marcha al mínimo: cuanto mayor es la masa del volante, tanto menor es el régimen necesario para almacenar la energía cinética que debe mantener en movimiento el motor en la fase pasiva. Por el contrario, para asegurar una aceleración rápida, es necesario reducir al mínimo la inercia de las masas en movimiento. A este respecto, hay que tener en cuenta la inercia de todas las masas unidas al eje motor: se recurre, para ello, de ordinario, a un coeficiente empírico de incremento.

El campo de la autotracción se presta a varias consideraciones particulares; un motor relativamente lento tiene en general, en igualdad de otras condiciones, una masa volánica mayor porque el régimen medio de rotación es menor.

Además, cuanto mayor es el número de cilindros, tanto menor puede ser la masa volánica, gracias a las menores fluctuaciones del par motor. Igualando a 100 el momento de inervia del volante de un motor monocilíndrico, a igual grado de irregularidad y de régimen, los valores en tanto por ciento correspondientes para motores pluricilíndricos serían los siguientes:

2 cilindros	80 %
4 cilindros	44 %
6 cilindros	22 %
8 cilindros	11 %
12 cilindros	4 %

En la práctica, y teniendo en cuenta que, al crecer el número de cilindros, se requiere una mayor suavidad de funcionamiento y, en particular, la posibilidad de funcionar regularmente en un régimen medio más bajo, el grado de irregularidad permitido es menor, puesto que se alcanza un incremento de las masas volánicas de los motores de categoría, en oposición a cuanto se podía prever de las consideraciones procedentes. Por ejemplo, los momentos de inercia de los volantes de un 4 cilindros y de un 6 cilindros, de igual cilindrada y potencia y proyectados para funcionar al mismo régimen, no están en la relación teórica 44:22 =2, sino en una mucho menor, que oscila entre 1,1 y 1,3.

Hay que recordar, pues, que el volante regulariza el par motor actuando desde el exterior: es un intermediario entre la máquina motriz y la conducida; por consiguiente, no se puede esperar ninguna ventaja del volante con respecto a las solicitaciones debidas al par motor que actúan sobre los puntos de apoyo y sobre el mismo motor.

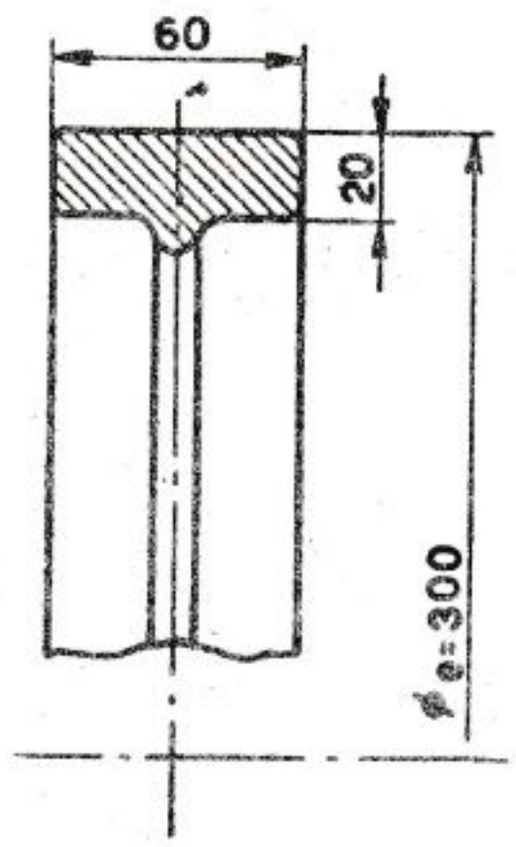


FIG. 113.

EJEMPLO. — *Calcular las variaciones de energía producidas por un volante de las dimensiones indicadas en la figura 113 que gira a la velocidad media de 1060 r. p. m. y con un grado de irregularidad* $\delta = \frac{1}{40}$.

1) *Momento de inercia de la corona.*
Momento de inercia del área de la sección:

$$J_a = \frac{\pi}{32}(D^4 - d^4) = 0{,}098\ (30^4 - 26^4) = 0{,}098 \times 353000 = 34600\ \text{cm}^4.$$

Momento de inercia del volumen:

$$J_v = 34600 \times 6 = 207600\ \text{cm}^5.$$

Momento de inercia de la masa:

$$J_m = \frac{J_v\ \gamma}{g} = \frac{207600 \times 0{,}0073}{981} = 1{,}545\ \text{kg cm seg}^2.$$

2) *Velocidad angular media* ω:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi \times 1060}{30} = 111\ \text{rad/seg}.$$

3) *Variación de energía producida por el volante:*

$$\Delta E = J\,\omega^2\,\delta = 1{,}545 \times 111^2 \times \frac{1}{40} = 476\ \text{kg cm}.$$

XI. 10. Consideraciones sobre la relación λ

La importancia de la relación $\lambda = \frac{r}{L} = \frac{C}{2\ L}$ es de carácter totalmente mecánico, puesto que no interesa a las características termodinámicas del motor. Cuando menor es la relación λ, tanto menor es el empuje lateral del pistón sobre las paredes del cilindro, lo que proporciona la posibilidad de acortar la faldilla y, por tanto, reducir el peso del pistón; pero tanto mayor resulta el peso de la parte de biela sometida a movimiento alterno, y esto conduce a fuerzas alternas de inercia mayores. Consideremos, en efecto, la expresión de la fuerza alterna de inercia:

$$F_a = m_a\ \omega^2\ r\ (\cos\ \alpha + \lambda\ \cos\ 2\ \alpha).$$

El valor de la masa m_a aumenta al aumentar L, pero en menor grado que en proporción directa, mientras que λ varía de manera inversamente proporcional a L. De donde se deduce que la fuerza alterna de inercia de primer orden aumenta al aumentar L, a consecuencia del aumento de m_a. Mientras que aquella del segundo orden permanece casi constante porque el aumento de m_a casi compensa la disminución de λ.

En la práctica, estas consideraciones se concilian con necesidades de diseño, de espacio y de peso.

Como orientación diremos que, por lo general, el valor de esta relación está comprendido entre 0,2 y 0,3 (véase tabla XIX).

XI. 11. Motor descentrado

El empuje F_n del pistón sobre las paredes del cilindro expresado por $F_n = F\ \text{tg}\ \beta$ (fig. 114), además de provocar pérdidas de potencia por rozamiento, es también causa de desgaste y, por tanto, de estancamiento defectuoso entre cilindro y pistón. Para disminuir la entidad de este empuje, no siendo conveniente, como hemos visto, aumentar excesivamente la longitud de la biela para reducir λ (y, en consecuencia, la oblicuidad β), se recurre alguna vez a la traslación lateral del eje del cilindro respecto al plano vertical que pasa por el eje geométrico del cigüeñal: este tipo de sistema biela-manivela recibe el nombre de *descentrado* (fig. 115). La traslación debe ser efectuada por la parte en que se verifica la rotación de la manivela en la fase de expansión.

En esta forma, la biela resulta menos inclinada en las fases de expansión y de aspiración, y más inclinada, en las de compresión y de escape, de lo cual resulta, como consecuencia, una *disminución del empuje lateral máximo y un aumento del mínimo.*

El descentrado provoca diversas anomalías: los puntos muertos del pistón no corresponden angularmente a los puntos muertos de la ma-

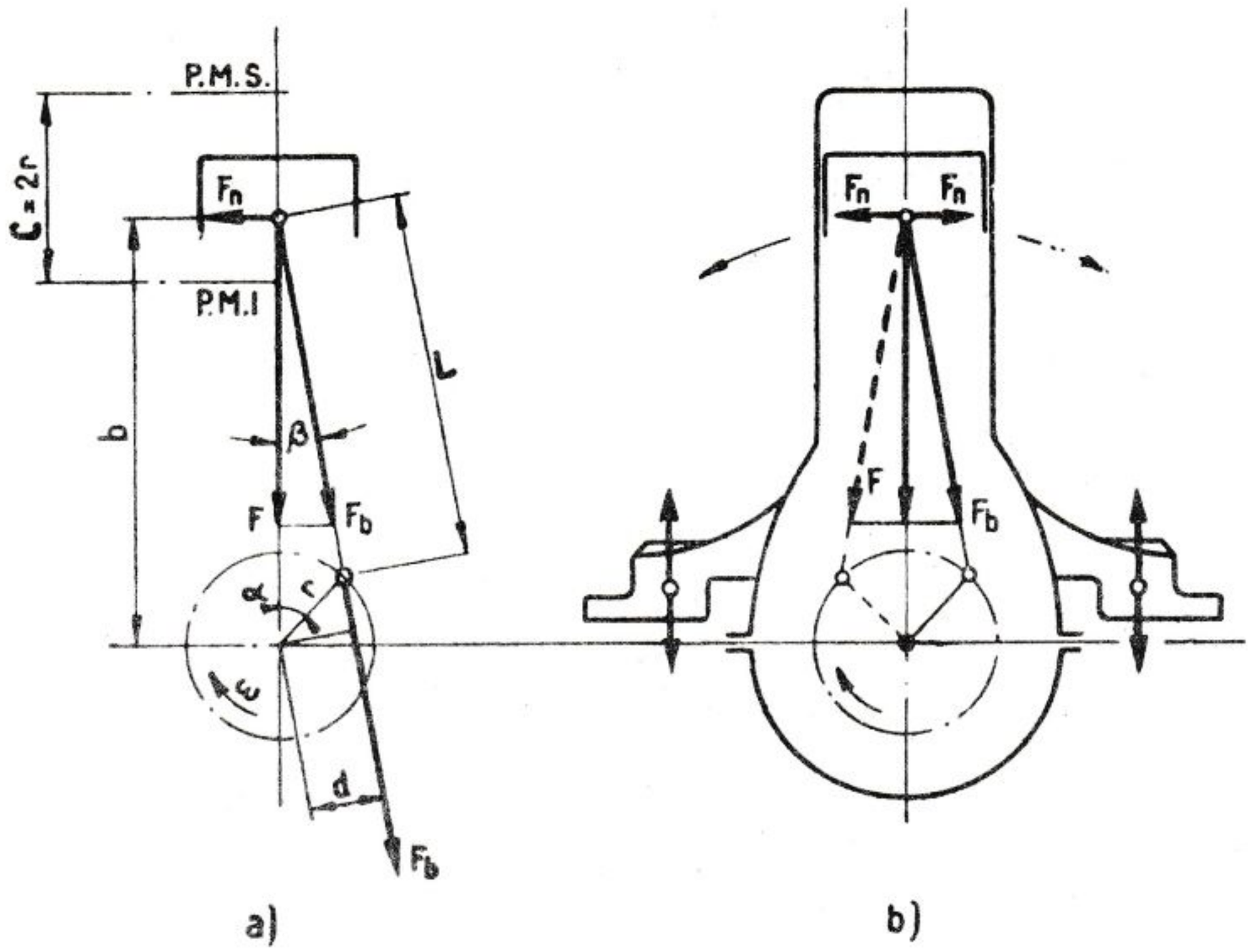


FIG. 114. — Empuje lateral, par de reacción y trepidación originadas por la inclinación de la biela.

nivela de tal forma que una carrera desarrolla un ángulo ligeramente mayor que 180°, y la otra, un ángulo de menor abertura; la carrera del pistón resulta algo superior al valor normal.

EJEMFLO. — *Calcular la oblicuidad de la biela y el empuje lateral F_n sobre la pared del cilindro para un ángulo de rotación de la manivela de 50° respecto al P. M. S., con una carga sobre el pistón $F = 650$ kg., sabiendo que la carrera es de 80 mm, y la longitud de la biela 150 mm.*

Calcular los mismos valores para el caso en que el eje del cilindro esté descentrado 12 mm.

Motor no descentrado:

1) $$\text{sen } \beta = \frac{r \text{ sen } \alpha}{L} = \frac{40 \times \text{sen } 50^\circ}{150} = 0{,}204 \quad : \quad \beta = 11^\circ\, 46'\, 15'';$$

2) $$F_n = F \cdot \text{tg } \beta = 650 \times 0{,}2084 = 136 \text{ kg.}$$

Motor descentrado:

De la figura 116 resulta:

1) $$a = r \text{ sen } 50^\circ = 40 \times 0{,}766 = 30{,}65 \text{ mm};$$

$$c = a - s = 30{,}65 - 12 = 18{,}65 \text{ mm};$$

$$\text{sen } \beta' = \frac{c}{L} = \frac{18{,}65}{150} = 0{,}124 \quad ; \quad \beta' = 7^\circ\, 8'\, 4''.$$

2) $$F_n = F \text{ tg } \beta' = 650 \times 0{,}1251 = 81{,}4 \text{ kg}.$$

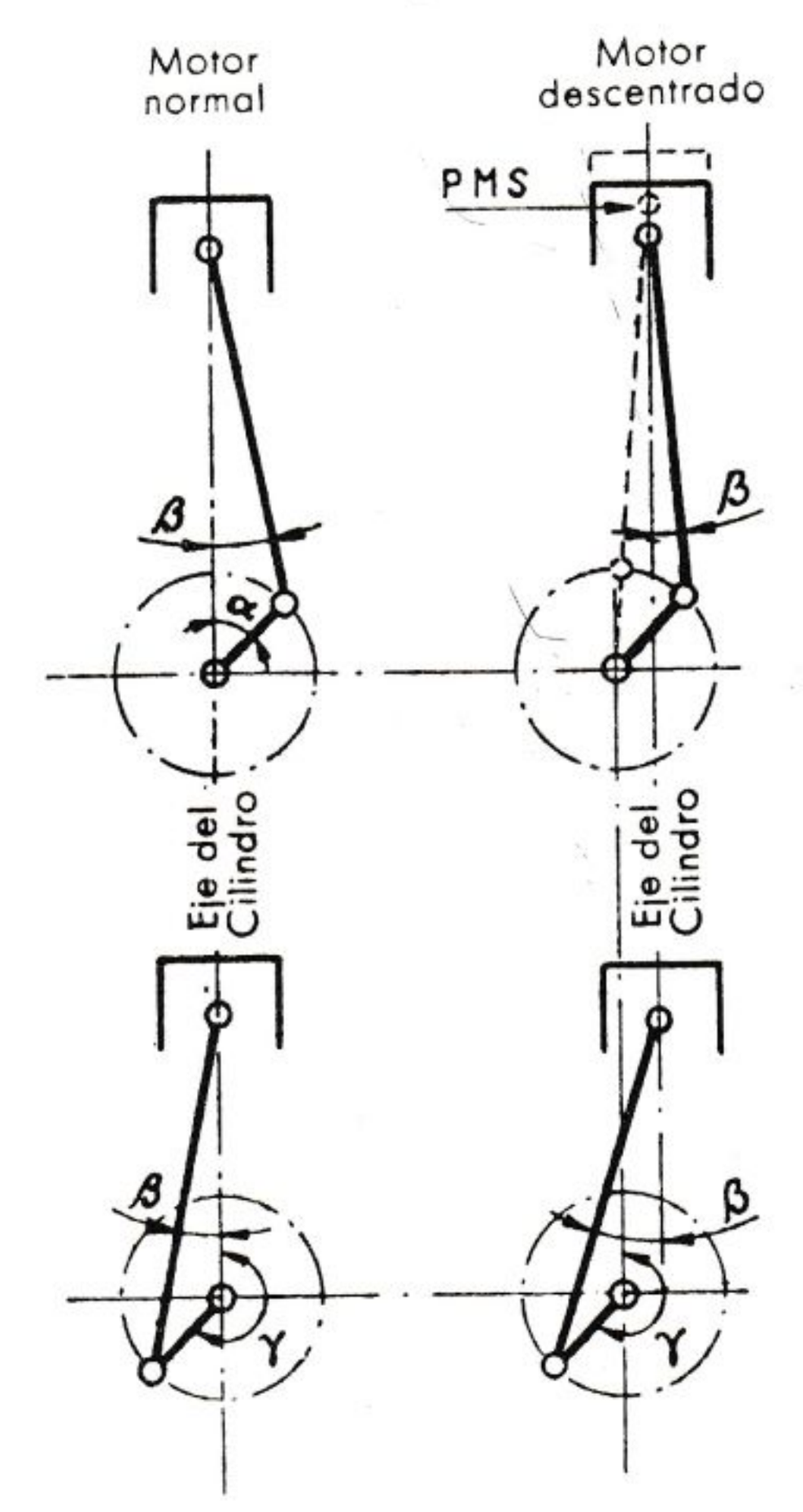


FIG. 115.

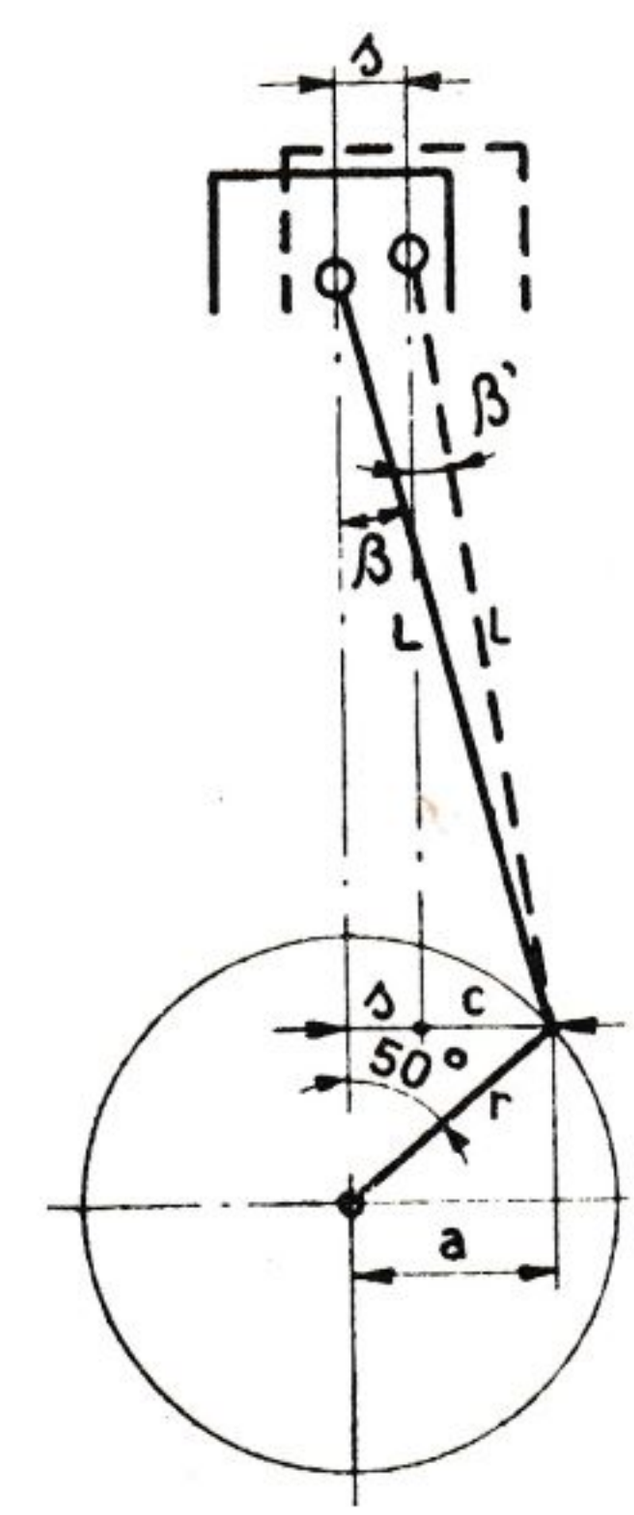


FIG. 116.

PROBLEMAS

PROBLEMA N.° 1. — *Calcular la oblicuidad de la biela en grados, el deslizamiento, la aceleración, las velocidades instantánea y media de pistón para una posición angular de la manivela de 60° respecto al P. M. S. de un motor monocilíndrico en el cual: D = 82 mm; C = 90 mm; L = 165 mm; n = 4.000 revoluciones por minuto.*

1) Oblicuidad de la biela:

$$\text{sen } \beta = \frac{r \text{ sen } \alpha}{L} = \frac{45 \times \text{sen } 60^\circ}{165} = 0{,}236 \quad ; \quad \beta = 13^\circ\, 39'.$$

2) Deslizamiento del pistón:

$$x = r\ (1 - \cos\ \alpha) + L\ (1 - \cos\ \beta) = 45\ (1 - \cos\ 60^\circ) +$$
$$+ 165\ 1 - \cos\ 13^\circ\, 9') = 27{,}2 \text{ mm.}$$

3) Aceleración del pistón:

$$a = \omega^2\ r\ (\cos + \lambda\ \cos\ 2\ \alpha) = \frac{419^2}{1000}\ 45 \left(\cos\ 60^\circ + \frac{45}{165}\ \cos\ 120^\circ \right) =$$
$$= 2880 \text{ m/seg}^2.$$

4) Velocidad instantánea:

$$V = \frac{\pi\, n}{30000}\ r \left(\text{sen } \alpha + \frac{\lambda}{2}\ \text{sen } 2\ \alpha \right) =$$

$$= \frac{\pi \times 4000}{30000}\ 45 \left(\text{sen } \ 60^\circ + \frac{45}{2 \times 165}\ \text{sen } 120^\circ \right) = 18{,}55 \text{ m/seg.}$$

5) Velocidad media:

$$u = \frac{C\, n}{30000} = \frac{90 \times 4000}{30000} = 12 \text{ m/seg.}$$

PROBLEMA N.° 2. — *Tomando como base los datos del problema número 1, determinar el esfuerzo que actúa sobre el pistón después que la biela ha girado 60°, sabiendo que la relación de compresión es* $\rho = 5{,}8$ *y el peso de las partes alternativas,* $P_a = 0{,}850$ *kg.*

Calcular, además, el esfuerzo tangencial y el par motor instantáneo correspondiente.

Las cargas sobre el pistón debidas a la presión del gas se calculan resolviendo las ecuaciones

$$p_x\, V_x^n = \text{const.} \tag{1}$$

$$p_3\ V_3^n = \text{const.} \tag{2}$$

Teniendo presente que

$$V_x = V_c + V_s$$

$$V_c = \frac{V_p}{\rho - 1}$$

$$p_3 = 7\ \rho - 2,$$

y siendo

p_x y V_x, presiones y volúmenes relativos a la posición fijada;
p_3 y V_3, presiones y volúmenes relativos al P. M. S.;
V_c, volumen de la cámara de combustión;
V_s, volumen generado por el deslizamiento x del pistón;
V_p, cilindrada $= \dfrac{\pi\, D^2}{4}\ C.$

Sustituyendo en las expresiones sus respectivos valores numéricos, tenemos:

$$V_p = \frac{\pi \cdot 8{,}2^2}{4} \times 9 = 475 \text{ cm}^3;$$

$$V_c = \frac{475}{5{,}8 - 1} = 99 \text{ cm}^3;$$

$$V_s = \frac{\pi D^2}{4} x = \frac{\pi \cdot 8{,}2^2}{4} \times 2{,}72 = 143{,}5 \text{ cm}^3;$$

$$V_x = 99 + 143{,}5 = 242{,}5 \text{ cm}^3;$$

$$p_3 = 7 \times 5{,}8 - 2 = 38{,}6 \text{ kg/cm}^2.$$

Admitiendo un valor de 1,3 para el exponente n, de la expresión (2) tenemos:

$$38{,}6 \times 99^{1{,}3} = 15180 \text{ cm kg}.$$

De la (1) podemos obtener ahora el valor de p_x:

$$p_x = \frac{\text{const.}}{V_x{}^n} = \frac{15180}{242{,}5^{1{,}3}} \cong 12 \text{ kg/cm}^2;$$

y el esfuerzo total del pistón, debido a p_x, que es:

$$F_g = p_x \frac{\pi D^2}{4} = 12 \frac{\pi \times 8{,}2^2}{4} = 632 \text{ kg}.$$

El valor de las fuerzas originadas de las masas alternativas está dado por

$$F_a = m_a \, a \frac{0{,}850}{9{,}81} \, 2880 \cong 250 \text{ kg}.$$

y siendo negativa la fuerza de inercia en esta fase, es decir, contraria al movimiento del pistón, la resultante de los esfuerzos viene determinada por

$$F = F_g - F_a = 632 - 250 = 382 \text{ kg}.$$

El esfuerzo tangencial es:

$$F_t = \frac{F \text{ sen } (\alpha + \beta)}{\cos \beta} = \frac{382 \cdot \text{sen } 73^\circ \, 39' \, 3''}{\cos 13^\circ \, 39' \, 3''} = 380 \text{ kg}.$$

Multiplicando F_t por el radio r de la manivela, obtendremos el par motor instantáneo:

$$M_t = F_t \cdot r = 380 \times 4{,}5 = 1710 \text{ cm kg} = 17{,}1 \text{ mkg}.$$

PROBLEMA N.° 3.—*Calcular la carga y la presión específica sobre el cojinete de cabeza de biela de un motor para la posición de la manivela 45° después del P. M. S., conociendo los siguientes datos:*

$$D = 70 \text{ mm} \quad ; \quad C = 75 \text{ mm} \quad ; \quad L = 132 \text{ mm} \quad ;$$

$$n = 4400 \text{ r. p. m.};$$

presión del gas en expansión = 25 *kg/cm²;*
peso de las partes alternas = 0,550 *kg;*
peso de las partes giratorias = 0,430 *kg;*
diámetro del cojinete de biela, d = 38 *mm;*
longitud útil del cojinete, 1 = 30 *mm.*

Fuerza de inercia de las masas alternas:

$$F_a = m_a \omega^2 r (\cos \alpha + \lambda \cos 2 \alpha) = \frac{0{,}550}{9{,}81} \times 461^2 \times \frac{37{,}5}{1000} \times 0{,}707 = 316 \text{ kg.}$$

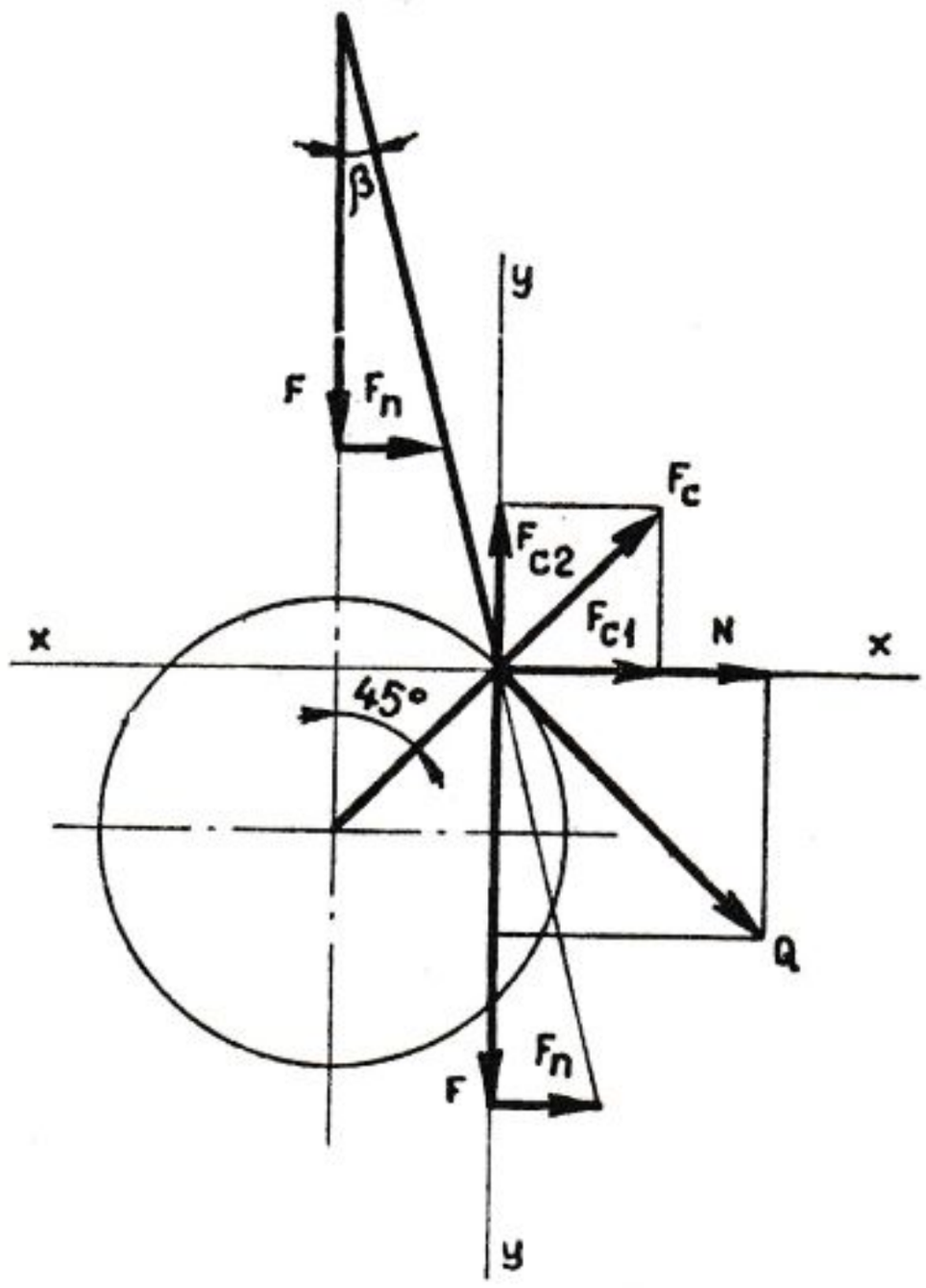


FIG. 117.

Fuerza originada por la presión del gas:

$$F_g = \frac{\pi D^2}{4} p = \frac{3{,}14 \times 7^2}{4} \times 25 = 962 \text{ kg.}$$

Esfuerzos resultantes sobre el pistón:

$$F = F_g - F_a = 962 - 316 = 646 \text{ kg.}$$

Fuerza centrífuga de las partes en rotación:

$$F_c = m_a \omega^2 r = \frac{0{,}430}{9{,}81} 461^2 \frac{37{,}5}{1000} = 350 \text{ kg.}$$

Para determinar la resultante total Q sobre la cabeza de biela, tenemos que componer la fuerza centrífuga F_c con la fuerza F.

Refiriéndonos a la figura 117, resulta:

$$F_{c1} = F_{c2} = \frac{F_c}{\sqrt{2}} = \frac{350}{1{,}41} = 248 \text{ kg.}$$

Además, la fuerza F, llevada sobre la biela, genera la fuerza transversal:

$$F_n = \text{F tg } \beta;$$

$$\text{sen } \beta = \frac{r \text{ sen } \alpha}{L} = \frac{37{,}5 \times 0{,}707}{132} = 0{,}201; \quad \beta = 11^\circ\ 35'\ 46'';$$

$$F_n = 646 \times \text{tg } 11^\circ\ 35'\ 46'' = 646 \times 0{,}205 = 132 \text{ kg.}$$

En definitiva, tenemos:

Sobre el eje $x - x$: $F_{c1} + F_n = 248 + 132 = 380$ kg.
Sobre el eje $y - y$: $F - F_{c2} = 646 - 248 = 398$ kg.

Por el teorema de Pitágoras:

$$Q = \sqrt{380^2 + 398^2} = 549 \text{ kg,}$$

que se reparte sobre la superficie: $l \cdot d = 3 \times 3{,}8 = 11{,}4$ cm² del cojinete de la biela.

La presión específica p_s resulta:

$$p_s = \frac{Q}{l\,d} = \frac{549}{11.4} = 48{,}2 \text{ kg/cm}^2.$$

XI. 12. Sistemas particulares biela-manivela

Para los motores pluricilíndricos con cilindros dispuestos en *V*, en varias filas o en estrella, surge el problema de unir a una misma manivela dos o más bielas: los esquemas que resultan son los de las figuras 118 y 119. El

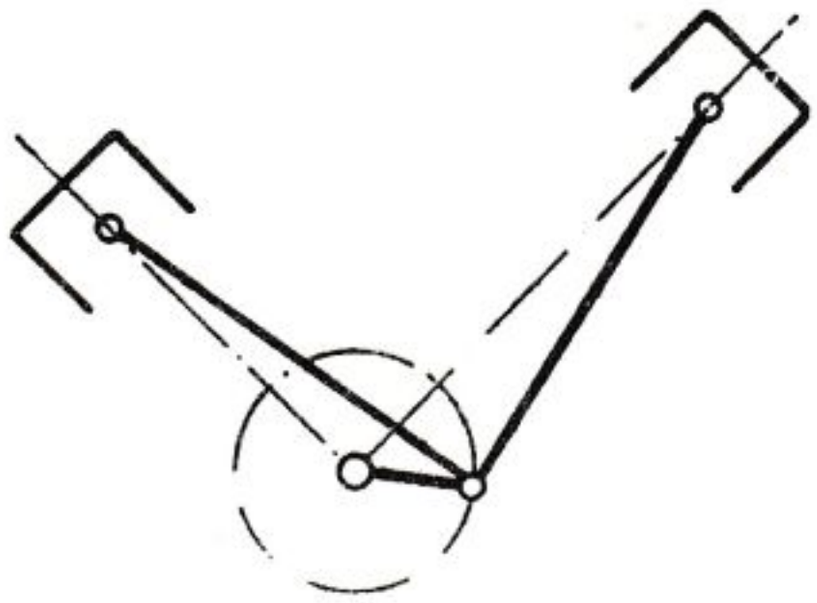


FIG. 118.

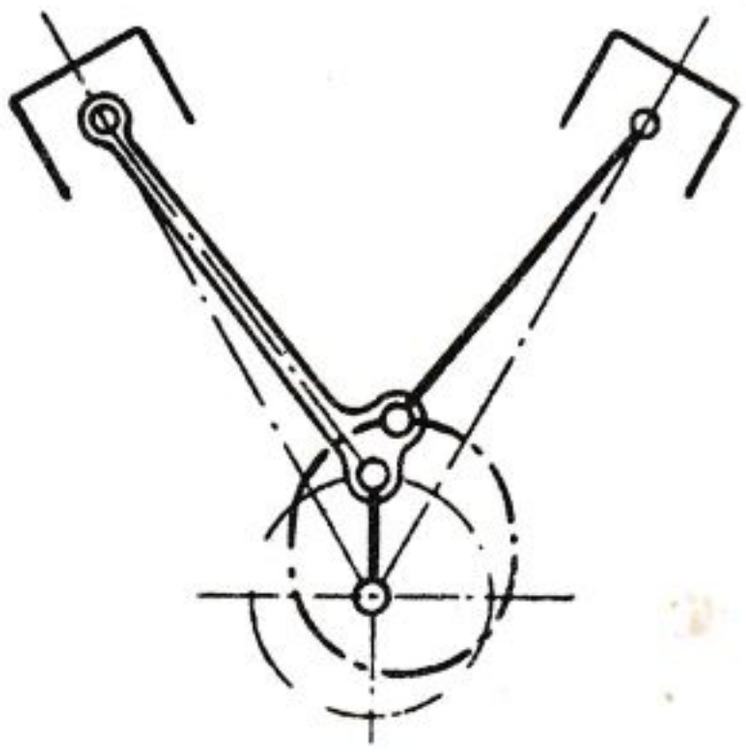


FIG. 119.

primero muestra la solución más lógica y correcta, en donde *las bielas están montadas sobre el mismo perno de manivela* en el caso de un motor en *V*. Pero, cuando los cilindros son más de dos, resulta difícil realizar esta dispo-

sión. Se recurre entonces a la solución que muestra la figura 119 —llamada *sistema de biela madre y bieletas*—, basada en el principio de articular una o más bielas secundarias (bieletas) sobre pernos excéntricos que forman parte de una biela principal cinemáticamente normal (biela madre).

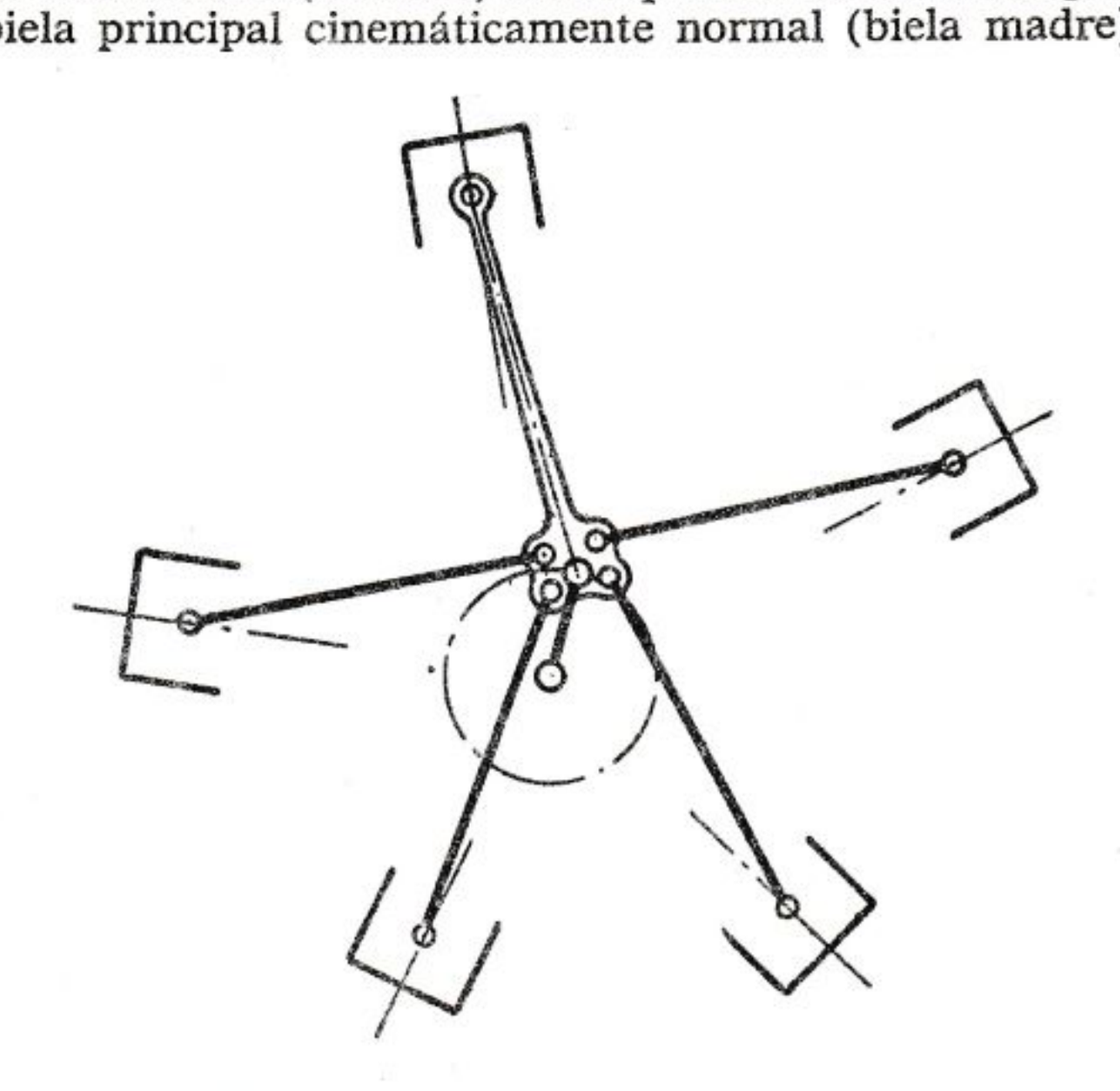


FIG. 120. — Sistema biela-manivela de motores en estrella.

Ambos sistemas se usan para los motores en *V*, mientras que en los motores en estrella o de varias filas de cilindros se aplica tan sólo el segundo sistema. El primero es equivalente al sistema biela-manivela normal y, por tanto, no describimos su forma de aplicación; señalamos brevemente el *tipo de biela madre.*

Sin detenernos en el cálculo cinemático, que es más bien complejo y se resuelve en la práctica más fácilmente por vía gráfica, nos limitamos a resaltar que la trayectoria de los pernos excéntricos sobre los que están articuladas las bieletas, son inevitablemente diferentes de las correspondientes al perno de manivela; por tanto, los movimientos, las carreras y, en consecuencia, las razones de compresión de los diversos cilindros resultan ligeramente diferentes entre sí. Esto no es difícil de comprender si observamos la figura 119, en la cual se representa este tipo de biela-manivela para un motor en *V*, en ella se ha trabado la trayectoria del pie de la bieleta.

No obstante estos inconvenientes cinemáticos, que son de poca monta y se pueden considerar despreciables haciendo los ángulos entre los radios de articulación iguales a los de los ejes de los cilindros, esta forma de biela-manivela se ha generalizado en los motores, para aviación, dispuestos en estrella (fig. 120).

CAPÍTULO XII

EQUILIBRADO

XII. 1. Acciones internas sobre la estructura del motor. Par de reacción

El gas que actúa en el cilindro y los órganos internos en movimiento ejercen fuerzas sobre la estructura del motor; para determinarlas con la mayor simplicidad posible consideremos, como ya hicimos anteriormente, el motor de un solo cilindro ilustrado esquemáticamente en la figura 121.

La presión del gas en el interior del cilindro origina una fuerza resultante F_g que se transmite directamente a la estructura, en igual dirección e intensidad que la ejercida sobre el pistón, pero de sentido opuesto.

En segundo lugar, como hemos visto en el capítulo anterior (XI. 7), el pistón ejerce sobre el cilindro una fuerza dirigida perpendicularmente al eje del mismo cilindro, cuya intensidad es:

$$F_n = F \cdot \text{tg } \beta;$$

y sobre la biela, una fuerza dirigida según el eje de la misma hacia el botón de la manivela, de una intensidad equivalente a

$$F_b = \frac{F}{\cos \beta} .$$

La fuerza F que actúa sobre el cojinete de bancada difiere de la F_g en que es la resultante de la F_g misma y de la fuerza alterna de inercia F_a. La F_b se transmite al botón de la manivela y de la manivela a los cojinetes de bancada; razón por la cual, la pasada está sometida a una fuerza, dirigida según el eje del cilindro hacia abajo, de una intensidad

$$F_b \cos \beta = F$$

y a una fuerza dirigida perpendicularmente al eje del cilindro y hacia la derecha, de una intensidad

$$F_b \text{ sen } \beta = F_n$$

Sustituyendo F_b por su valor en función de F, estas dos fuerzas se transforman, respectivamente, en

$$F_b \text{ sen } \beta = \frac{F}{\cos \beta} \text{ sen } \beta = F \text{ tg } \beta = F_n.$$

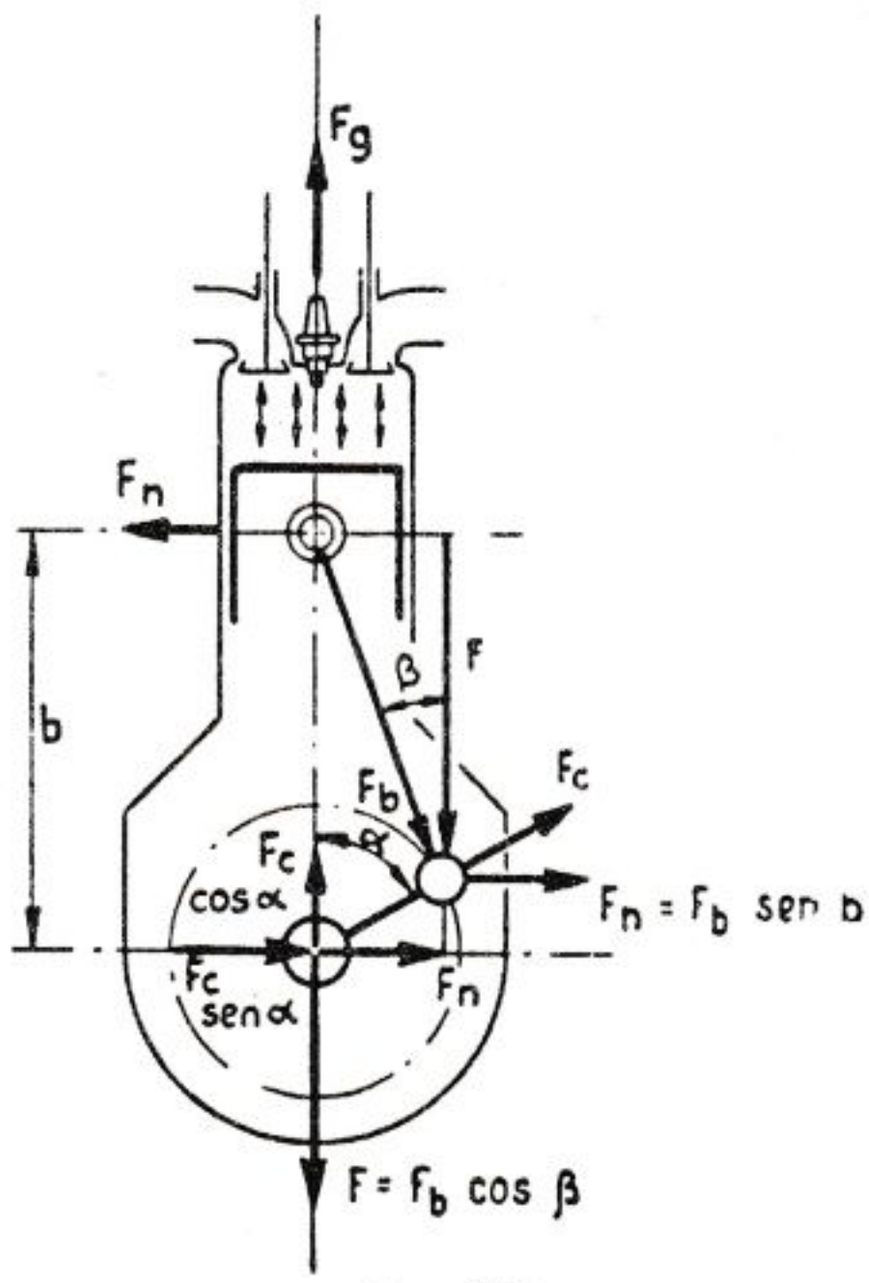


FIG. 121.

Por último, de análoga manera, la fuerza centrífuga F_c, aplicada sobre el botón de la manivela, actúa sobre los cojinetes de bancada y ejerce sobre la basada una fuerza, dirigida según el eje del cilindro hacia arriba, de una intensidad

$$F_c \cos \alpha;$$

y una fuerza dirigida perpendicularmente al eje del cilindro y hacia la derecha, de una intensidad

$$F_c \text{ sen } \alpha.$$

Aplicando a las fuerzas dirigidas hacia arriba el signo + y a las dirigidas hacia abajo el signo —, se obtiene la resultante dirigida según el eje del cilindro que en el caso de la fig. 121 va dirigida hacia arriba:

$$F_g - F + F_c \cos \alpha = -F_a + F_c \cos \alpha$$

(en la cual es $F - F_g = F_a$); y una fuerza resultante, dirigida perpendicularmente al eje del cilindro y hacia la derecha, de una intensidad

$$-F_n + F_n + F_c \text{ sen } \alpha = F_c \text{ sen } \alpha,$$

y, además, un par que actúa alrededor del eje motor, de sentido contrario a la marcha, y de una intensidad equivalente a

$$F_n \cdot b.$$

De las fórmulas anteriores se deduce claramente que la componente a lo largo del eje del cilindro de la resultante de todas las fuerzas aplicadas sobre la estructura del motor no depende de la presión del gas, como podría parecer a primera vista, sino tan sólo de la fuerza de inercia alterna y centrífuga; mientras que la componente perpendicular al eje del cilindro depende sólo de la fuerza de inercia centrífuga.

El par que actúa alrededor del eje motor toma el nombre de *par de reacción*, y es exactamente igual y contrario al par motor:

En efecto, de la figura obtenemos inmediatamente:

$$b = L \cos \beta + r \cos \alpha = r \left[\frac{1}{\lambda} \cos \beta + \cos \alpha \right];$$

así que, teniendo en cuenta la expresión de F_n, de sen β y de cos β, el par de reacción vale:

$$F_n \cdot b = F \cdot r \operatorname{tg} \beta \left[\frac{1}{\lambda} \cos \beta + \cos \alpha \right] = F \cdot r \left[\frac{1}{\lambda} \operatorname{sen} \beta + \cos \alpha \frac{\operatorname{sen} \beta}{\cos \beta} \right] =$$

$$= F \cdot r \left[\operatorname{sen} \alpha + \frac{\lambda \operatorname{sen} \alpha \cos \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \operatorname{sen}^2 \alpha}} \right] \simeq F \cdot r \left[\operatorname{sen} \alpha + \frac{\lambda}{2} \operatorname{sen} 2\alpha \right];$$

resulta, por tanto, igual en intensidad, pero de sentido opuesto al del par motor.

Los razonamientos antes expuestos para un motor de un solo cilindro pueden fácilmente aplicarse a motores con un número cualquiera de cilindros.

En el caso más general, el motor con varios cilindros estará sometido a una fuerza resultante de componentes según dos de los tres ejes coordenados, y a un momento resultante de componentes según los tres ejes coordenados.

XII. 2. Vibraciones del motor

Como hemos indicado en el párrafo anterior, las fuerzas de inercia, alterna y centrífuga de los órganos en movimiento y las presiones del gas, dan origen a fuerzas y a momentos que actúan sobre la estructura del motor, y de éste, por conducto de los soportes, se transmite al basamento en que descansa el motor.

Puesto que tales fuerzas y momentos son variables en el tiempo, y los soportes y la estructura tienen mayor o menor elasticidad, el motor puede hallarse sometido a un complejo movimiento vibratorio.

El equilibrado del motor tiene por objeto reducir y, si es posible, eliminar tales vibraciones, anulando incluso las causas que las producen, es decir, las fuerzas y los momentos aplicados a la estructura del motor.

Se dice, por tanto, que el motor está equilibrado cuando es nula la resultante de tales fuerzas y momentos, excepto el par de reacción resultante, que no es posible, evidentemente, suprimir del todo, por cuanto es igual y contrario al par motor generado.

XII. 3. Equilibrado del eje cigüeñal

Las vibraciones causadas por las fuerzas y los momentos que, a su vez, se originan de las masas giratorias, se eliminan realizando *el equilibrado del eje cigüeñal,* considerado como un eje recto que lleva, a una distancia r de su eje de rotación, las masas de las partes que, en el capítulo anterior, hemos definido como «*giratorias*» (brazos y pernos de manivela con las partes rotativas de la biela).

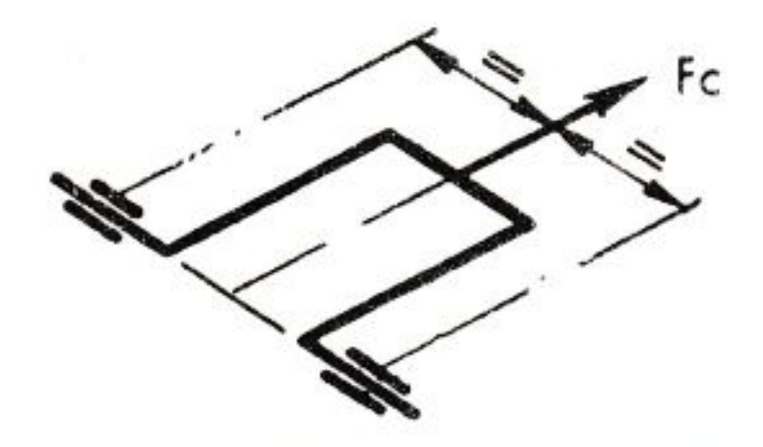


Fig. 122. — Eje del motor monocilíndrico.

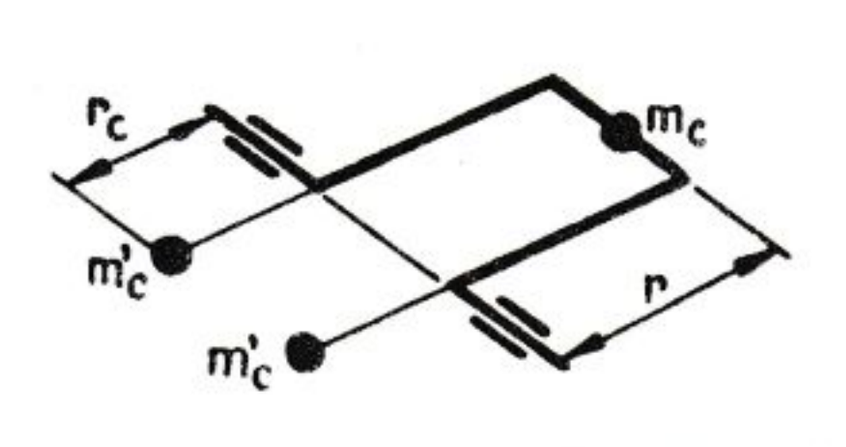


Fig. 123. — Eje equilibrado del motor monocilíndrico.

Para que su equilibrio resulte completo, el eje debe ser *equilibrado estática y dinámicamente;* el equilibrado dinámico puede alcanzarse a condición de haber efectuado ya el equilibrio estático.

El eje está **equilibrado estáticamente** cuando es nula la resultante de las fuerzas centrífugas; lo cual se verifica cuando su baricentro se halla sobre el eje de rotación: en estas condiciones, sujeto entre dos puntos situados en el eje, o bien descansando horizontalmente sobre dos soportes de cuña, se mantiene quieto en cualquier posición que sea colocado.

Como hemos visto para los motores de varios cilindros, es regla general disponer las manivelas de forma que se obtenga un defasaje uniforme de los ciclos de trabajo, para alcanzar la máxima regularidad posible del par motor. En estas condiciones, en la mayor parte de los

casos, la disposición de las manivelas resulta tal, que queda automáticamente satisfecha también la condición de equilibrio estático, puesto que el eje admite un plano de simetría que pasa por el eje de rotación.

Cuando no se satisface esta condición, es posible verificar el equilibrio estático trazando el polígono de las fuerzas centrífugas, las cuales pueden también representarse por los momentos estáticos m_c respecto al eje de rotación de los elementos que componen el eje, cuyos baricentros no actúan sobre el mismo eje: brazos, pernos, etc. La resultante debe ser nula, y cuando no lo es, se consigue tal efecto con la ayuda de contrapesos.

Así, por ejemplo, el eje del monocilindro esquematizado en la figura 122, al girar, está sometido a una fuerza centrífuga F_c, aplicada en el centro, que, al no ser equilibrada, se transmite íntegramente al basamento.

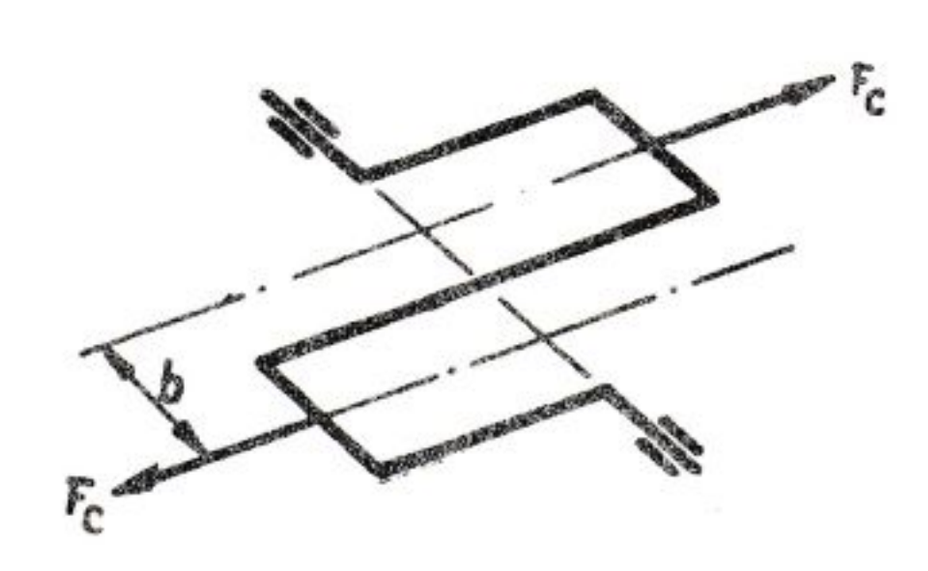


FIG. 124. — Eje del motor con dos cilindros.

El eje puede ser equilibrado añadiendo dos contrapesos de masa m'_c y distancia r_c al eje de rotación (fig. 123), tales, que

$$2\ m'_c\ r_c = m\ r.$$

El eje está **equilibrado dinámicamente** cuando es nula la resultante de los momentos generales por las fuerzas centrífugas tomados con respecto a un punto cualquiera del eje (por ejemplo, uno de los apoyos). En estas condiciones, el eje sostenido entre dos puntos situados en el eje de rotación y puesto en movimiento giratorio, genera sobre los apoyos solamente las reacciones correspondientes a su propio peso.

El concepto de equilibrio dinámico se comprenderá más fácilmente ilustrándolo con un ejemplo. La figura 124 representa esquemáticamente el eje de un motor de 4 tiempos, con 2 cilindros en *V*, a 180°; este eje está estáticamente equilibrado porque, hallándose las dos manivelas dispuestas a 180° la una de la otra, sus momentos estáticos respecto al eje de rotación están en equilibrio.

Pero haciendo girar el eje se produce, en correspondencia con cada manivela, una fuerza centrífuga F_c, y como estas dos fuerzas centrífu-

gas no están sobre la misma línea, sino que ambas actúan a una distancia recíproca b, el eje estará sometido a un momento $F_c\ b$ no equilibrado. Por consiguiente, no están satisfechas las condiciones de equilibrio dinámico.

Durante el desarrollo del proyecto de un motor puede verificarse que, en relación al número de tiempos, al número de cilindros y a su respectiva posición, sea posible obtener el defasaje regular entre los ciclos de los diferentes cilindros con diversas disposiciones de las manivelas en el eje. En tal caso, ha de escogerse la disposición que más se aproxime a las condiciones de equilibrio estático y dinámico del eje, cuando resulte imposible alcanzarlas de lleno.

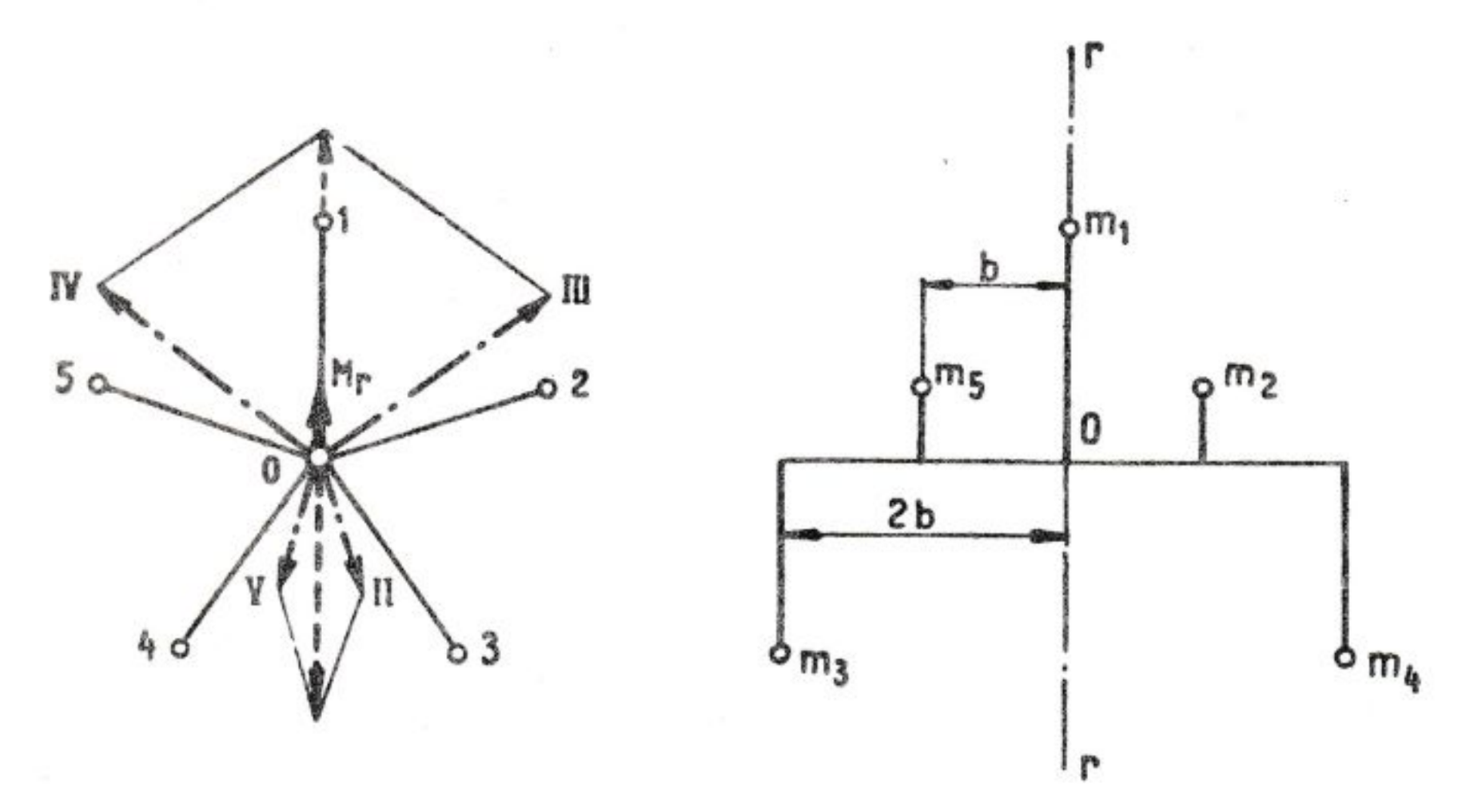


FIG. 125. — Construcción de los momentos vectores.

En la práctica, los ejes que tienen un número de manivelas superior a dos están dinámicamente equilibrados cuando, conseguido ya el equilibrio estático, admiten un plano de simetría perpendicular al eje de rotación, respecto al cual las manivelas resultan simétricas en número, forma y posición. Todos los demás ejes no están equilibrados, pero puede lograrse que lo estén mediante *contrapesos*.

Es fácil, por tanto, deducir que el equilibrio perfecto de los ejes que tienen un número de manivelas dispar, de los correspondientes a motores de 2 tiempos, de los monocilíndricos y bicilíndricos, tan sólo es alcanzado con la ayuda de contrapesos.

Podemos, por tanto, afirmar que el equilibrio de las masas rotativas puede conseguirse con la *oportuna elección de la disposición de las manivelas* —sin olvidar, con todo, que debe respetarse la condición de reparto uniforme de los ciclos en cada giro— y cuando aquélla no es suficiente, por medio *de contrapesos en cantidad suficiente y en posición adecuada.*

La verificación del equilibrado dinámico del eje puede realizarse gráficamente construyendo el polígono de los *momentos vectores,* es decir, de los vectores de intensidad igual al producto de cada una de las masas excéntricas, *reducidas al mismo radio* por la distancia de su baricentro desde un plano normal al eje de rotación. Estos vectores se aplican al punto de intersección del eje de rotación con dicho plano y se dirige cada uno de ellos normalmente al plano de acción del propio momento, en uno u otro sentido, según el signo del momento mismo. Para el equilibrado dinámico, la resultante de estos vectores debe ser nula.

La figura 125 ilustra, para el caso de un motor de 5 cilindros y 2 tiempos, una cómoda construcción gráfica que permite determinar la resultante de los momentos vectores. A la derecha está representado el esquema longitudinal del eje con las masas excéntricas m, la traza $r\ r$ del plano de referencia, que, por el punto O, verifica su intersección con el eje de rotación, y los brazos b de cada masa respecto a dicha traza. Con estos elementos, se ha llevado sobre la figura de la izquierda desde el punto O, girando 90° en el sentido de las manecillas de un reloj respecto a las correspondientes direcciones $O\ m$, los productos $m\ b = M$ positivos, son a saber, aquellos cuyas masas se hallan a la derecha del plano de referencia (b positivo), y de 90° en dirección contraria a la de las manecillas del reloj, los negativos: la resultante es el vector M_r.

La masa que equilibra este momento debe encontrarse sobre la normal a M_r por O, con valor y posición tales que su momento vector resulte igual y contrario a M_r.

Si el plano de referencia se escoge en situación exterior al eje, los vectores resultan todos del mismo signo, y las rotaciones de los vectores M se verifican todas en el mismo sentido; si, por el contrario, se elige tal, que pase por el baricentro de una masa excéntrica, el momento vector de esta última (m_t de la figura 125) se anula.

Cuando se construye el eje se regula su equilibrio dinámico con máquinas adecuadas: con ellas se determina la entidad y la posición angular de la masa no balanceada que puede ser consecuencia de imperfecciones constructivas. Por medio de oportunos retoques (por lo común, abriendo orificios sobre partes cuya resistencia no interesa) se puede conseguir el equilibrado previsto en período de proyecto.

Hacemos observar, por último —dejando para más adelante demostrarlo con algunos ejemplos—, que mientras el equilibrado estático interesa solamente al *eje en su totalidad,* el dinámico puede considerar y comprender, además, *cada una de las cigüeñas* en que está el eje idealmente dividido entre soportes. Casi siempre se obtiene, en efecto, el equilibrio dinámico del eje al anularse las diversas resultantes de los momentos distintos de cero: esto significa que en las diversas partes que constituyen el eje pueden existir momentos que lo soliciten a fle-

xión, la cual es impedida por la reacción de los cojinetes de bancada. Por esta razón, los cojinetes están, pues, cargados también por efecto de las solicitaciones centrífugas. Al objeto de eliminar esta carga, es buena norma, en especial para los motores rápidos, equilibrar mediante contrapesos cada cigüeña, *aunque ya lo esté el eje en su totalidad.*

XII. 4. Equilibrado de la fuerza alterna de primer orden

Como ya hemos visto, la fuerza alterna está expresada por la relación

$$F_a = F'_a + F''_a = m_a\ \omega^2\ r\ (\cos\ \alpha + \lambda\ \cos\ 2\ \alpha),$$

y está constantemente dirigida según el eje del cilindro.

Consideremos un solo cilindro (fig. 126). La fuerza alterna de primer orden, $F'_a = m_a\ \omega^2\ r\ \cos\ \alpha$, puede ser considerada como la proyección, sobre el eje del cilindro, de una fuerza centrífuga ficticia, $m_a\ \omega^2\ r$,

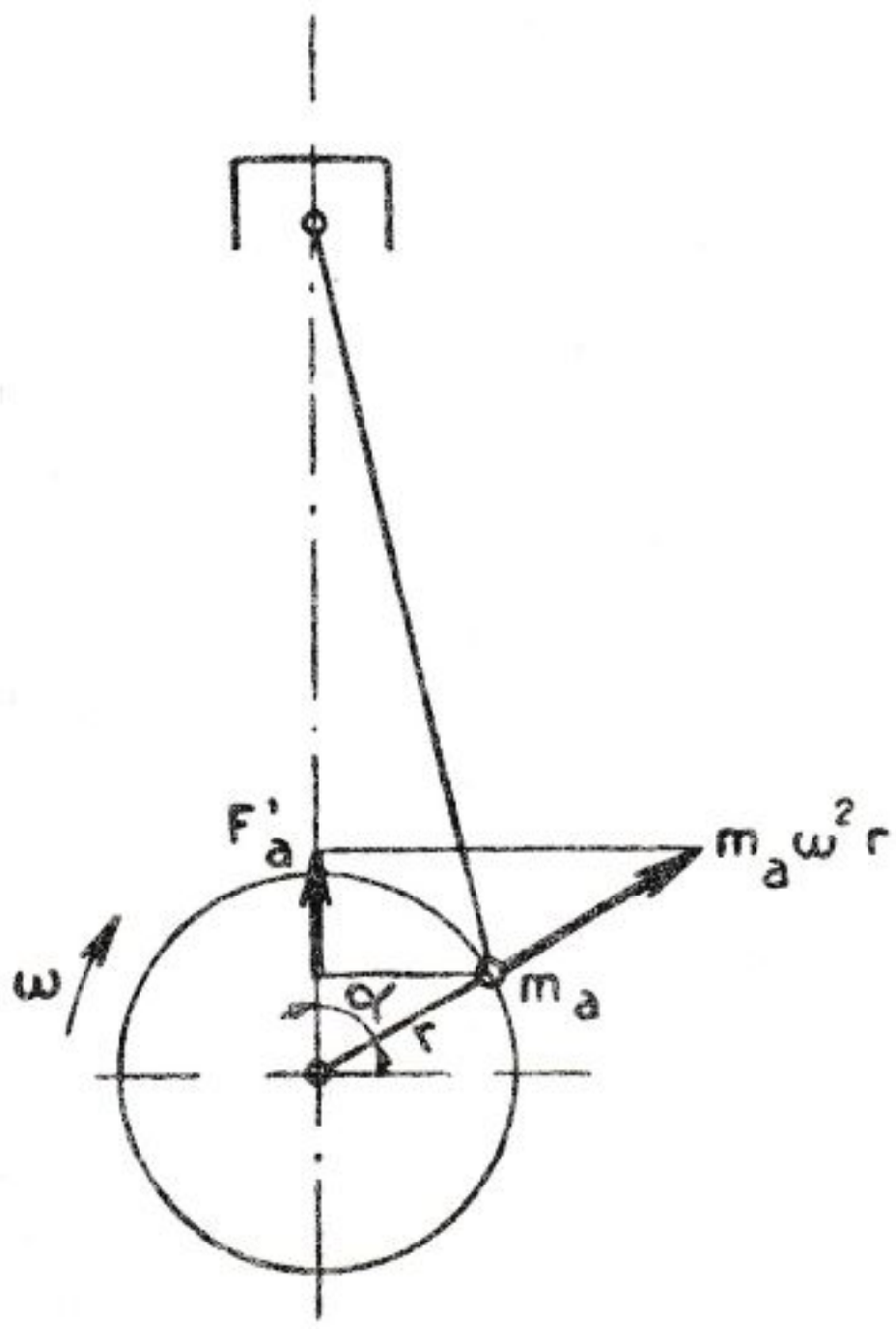


FIG. 126. — Fuerza alterna de 1.er orden.

generada por una masa, m_a, igual a la masa alterna que nos imaginamos concentrada sobre el perno de la manivela. En consecuencia, también esta fuerza alterna puede ser equilibrada con los medios ya usados para la fuerza centrífuga.

En efecto, de la figura 127 se deduce claramente que la fuerza alterna F'_a puede ser equilibrada por la componente vertical de la fuerza

centrífuga, $-m_a \omega^2 r$, producida por una masa de momento estático, $m_a\ r$, añadida al eje en oposición al botón de la manivela. De esta forma se genera, sin embargo, la fuerza

$$F_0 = -\ m_a\ \omega^2\ r\ \text{sen}\ \alpha\ ,$$

la cual está dirigida normalmente al eje del cilindro y posee igual magnitud y la misma pulsación que la fuerza alterna. El resultado es, en realidad, haber girado 90° la línea de acción de la fuerza alterna, a

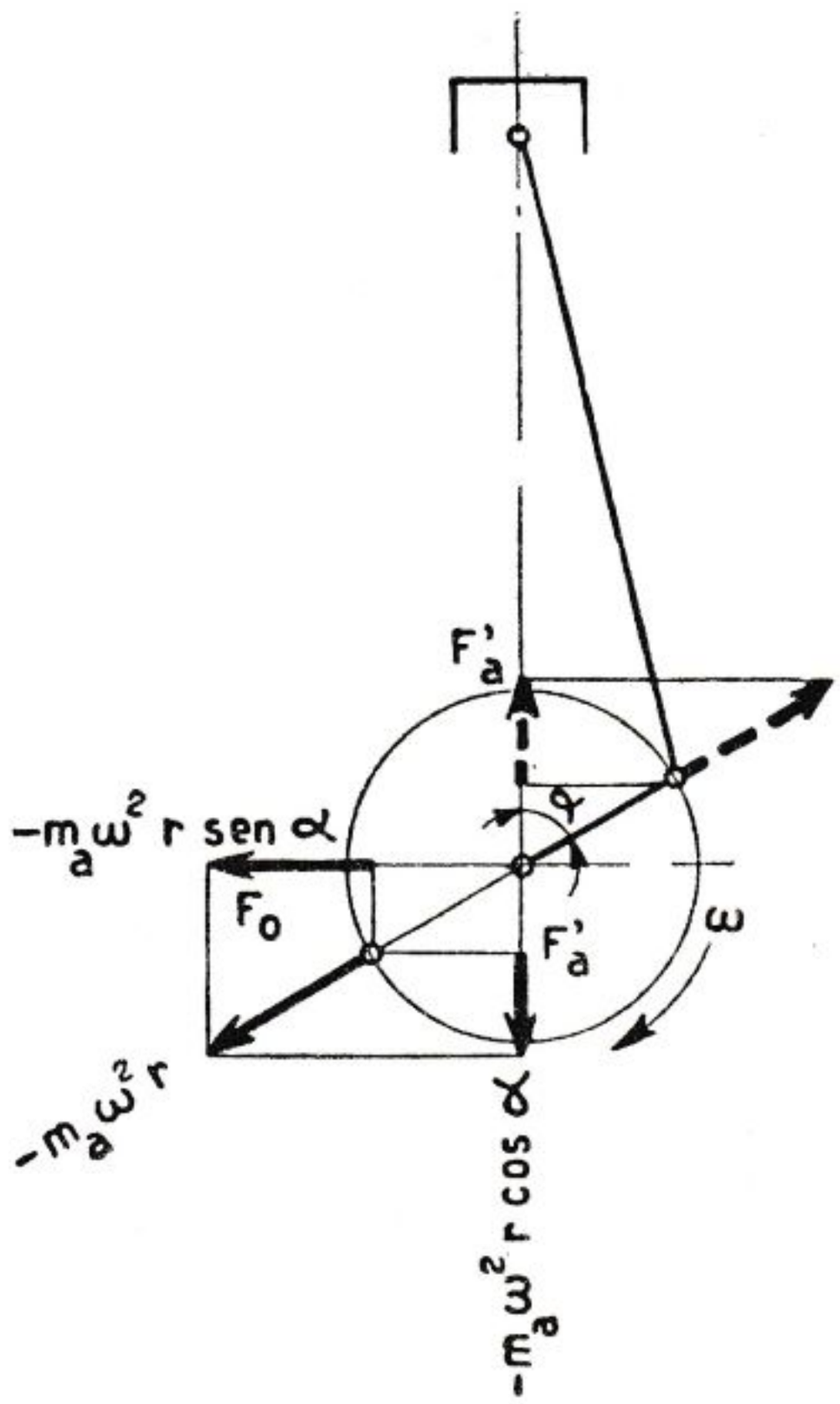


FIG. 127. — Equilibrado de la fuerza alterna de 1.er orden.

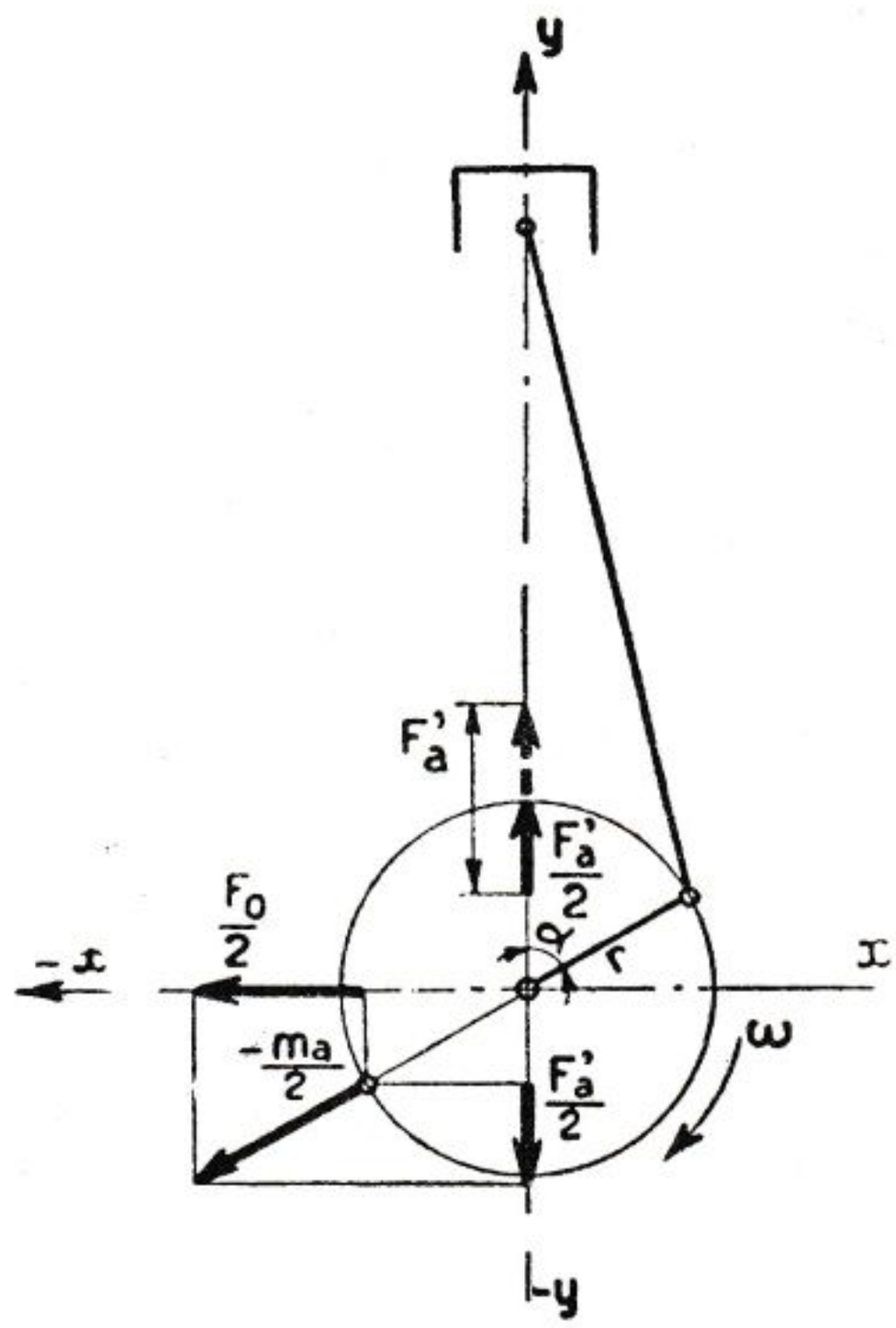


FIG. 128. — Transformación de la fuerza alterna de 1.er orden en fuerza centrífuga.

causa de lo cual las pulsaciones según el eje del cilindro se han transformado en pulsaciones perpendiculares al mismo.

Pero si sobre el eje se añade, en lugar de la masa m_a, una masa igual a $-\ m_a/2$ (fig. 128), se obtiene el equilibrado de la mitad de la fuerza alterna, mientras nace otra fuerza alterna normal al eje del cilindro y de una intensidad más bien igual a la mitad de la que se tendría en sentido vertical sin el contrapeso.

La composición de estas dos fuerzas alternas que actúan según direcciones perpendiculares entre sí, da origen a una fuerza rotativa con

velocidad —ω y de una intensidad equivalente a $^1/_2\ m_a\ r$, que es imposible equilibrar.

Éste es el grado máximo de equilibrado de la fuerza alterna de primer orden que se puede alcanzar con el artificio anteriormente descrito y para un motor de un solo cilindro. *Para motores de varios cilindros dispuestos en una o más líneas* —motores de cilindros en línea, en *V*, contrapuestos, en *W*, en *X*, en *Y* (1)—, *las fuerzas alternas de primer orden están equilibradas cuando el eje motor lo está estáticamente* (es decir, sin contrapesos), dado el caso que es idéntica la expresión de las fuerzas alternas de primer orden y de las componentes, según el eje del cilindro, de las fuerzas centrífugas.

Análogamente: *el par debido a la fuerza alterna de primer orden está equilibrado cuando lo está el par debido a la fuerza centrífuga de las masas en rotación, es decir, cuando el eje resulta equilibrado dinámicamente.*

XII. 5. Fuerza alterna de segundo orden

La fuerza alterna de *segundo orden*, $F''_a = m_a\,\omega^2\,r\,\lambda\ \cos\ 2\ \alpha$, puede ser imaginada como la proyección sobre el eje del cilindro de una fuerza centrífuga, $m_a\,\omega^2\,r\,\lambda$, que siempre forma con el eje un ángulo doble mayor que el descrito por la manivela, puesto que su frecuencia equivale al duplo de la de la fuerza de primer orden.

Conviene tener presente que tanto la fuerza como el par de segundo orden no son en modo alguno equilibrables, ni siquiera parcialmente, con la ayuda de contrapesos sobre el eje motor, ya que eventuales masas equilibradores tendrían que girar a velocidad doble del mismo eje. *No existe, por tanto, ninguna relación entre el equilibrio del eje y el de la fuerza y par de segundo orden, contrariamente a lo que se verifica para la alterna de primer orden.* La importancia de la fuerza alterna de segundo orden, para los efectos de las vibraciones en la estructura del motor, es mucho menor que la de la fuerza de primer orden, dado que las respectivas magnitudes están en la relación λ (con un valor medio de 0,25 a 0,30). En general, un eje es aceptable cuando están satisfechas las condiciones de la regularidad del par motor, del equilibrado de la fuerza y par centrífugo, y del equilibrado de la fuerza alterna de primer orden, así como de su par relativo.

En este capítulo ilustraremos con algunos ejemplos cómo se procede para comprobar si existe equilibrio entre las fuerzas de segundo orden y los eventuales pares correspondientes.

Hacemos resaltar que una fuerza alterna de primer orden, $m_a\,\omega^2\,r\ \cos\ \alpha$, puede también ser considerada como la resultante de dos fuerzas F_1 y F_2 de magnitud $\frac{1}{2}\ m_a\,\omega^2\,r$, una de las cuales gira simultánea-

(1) Véase párrafo X. 15. de la primera parte.

mente con la manivela a la velocidad ω, y la otra lo efectúa en sentido opuesto con velocidad $-\omega$. En efecto (fig. 129), la resultante de F_1 y F_2 es $F = m_a \omega^2 r \cos \alpha$. Análoga observación es válida para una fuerza alterna de segundo orden; pero la fuerza rotativa debe adquirir el valor $\frac{1}{2} m_a \omega^2 r \lambda$, y la velocidad angular, el valor de $2\,\omega$ y de $-2\,\omega$.

Se comprende, por tanto, cómo puede ser equilibrada la fuerza alterna de primer orden F_a, generada por una manivela motriz, mediante dos ejes subsidiarios, colocados según muestra la figura 130, compren-

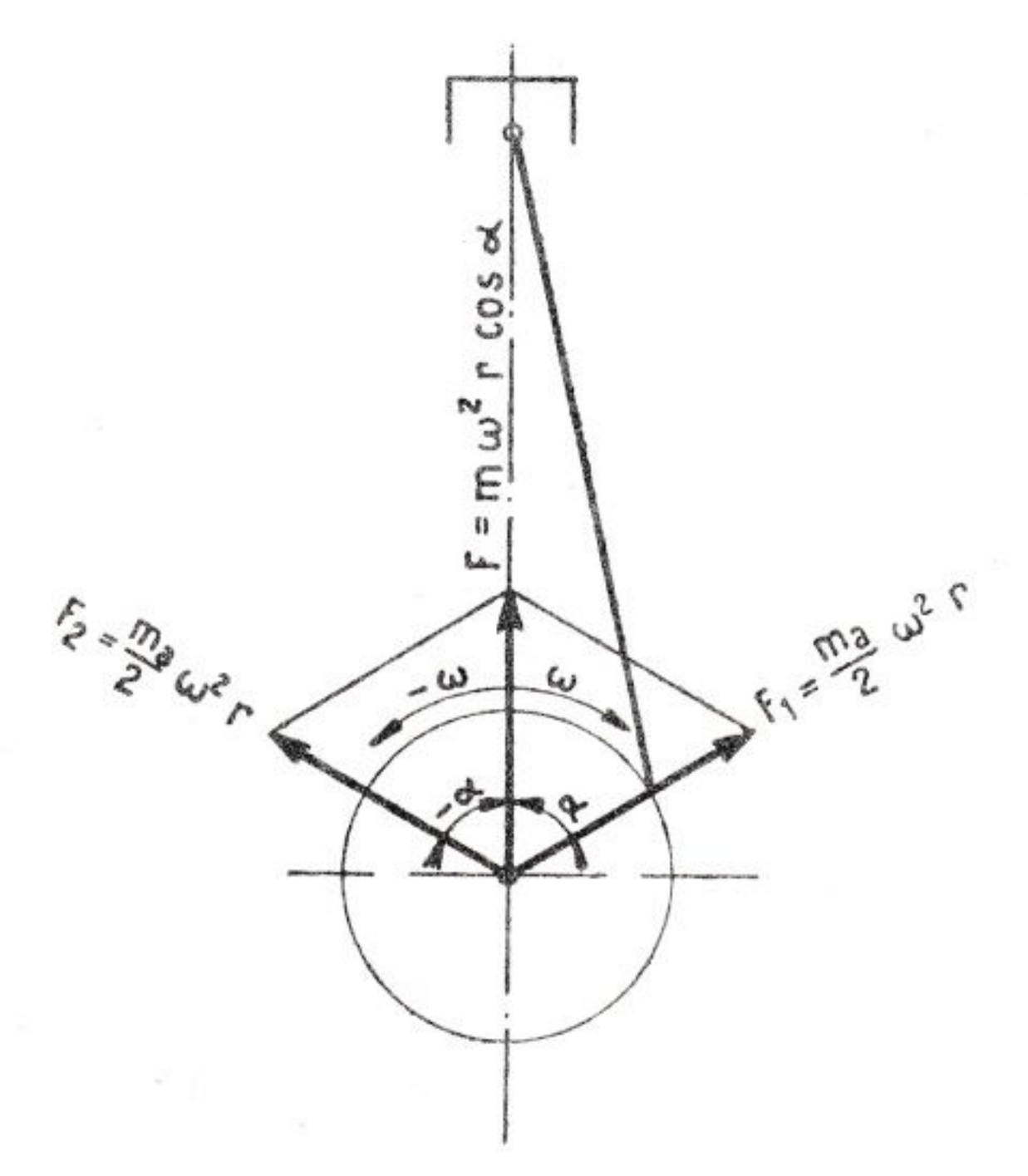


FIG. 129. — Representación de la fuerza alterna de 1.er orden mediante valores centrífugos.

diendo entre los dos una masa igual a la mitad de la m_a que origina la F_a, girando ambos a la misma velocidad, pero en sentido opuesto; así, pues, el equilibrado de la fuerza de segundo orden se puede obtener mediante otros dos ejes que llevan dos masas iguales a $\frac{1}{2} m_a \lambda$, que giran a las velocidades $2\,\omega$ y $-2\,\omega$.

El equilibrado del monocilindro podría también realizarse con la ayuda de dos cilindros opuestos a los del motor, colocados simétricamente a los dos lados de éstos y cuyas respectivas masas alternas sean iguales a la mitad de las que se han de equilibrar. Pero ello conduce al aumento del número de cilindros y no resulta, por tanto, de ningún interés práctico para un monocilindro; el ejemplo hace más intuitivo el hecho de que el equilibrado de las fuerzas alternas es tanto más

fácil cuanto mayor sea el número de cilindros. El sistema de dos ejes que giran en sentido contrario ha sido adoptado para motores de 4 ci-

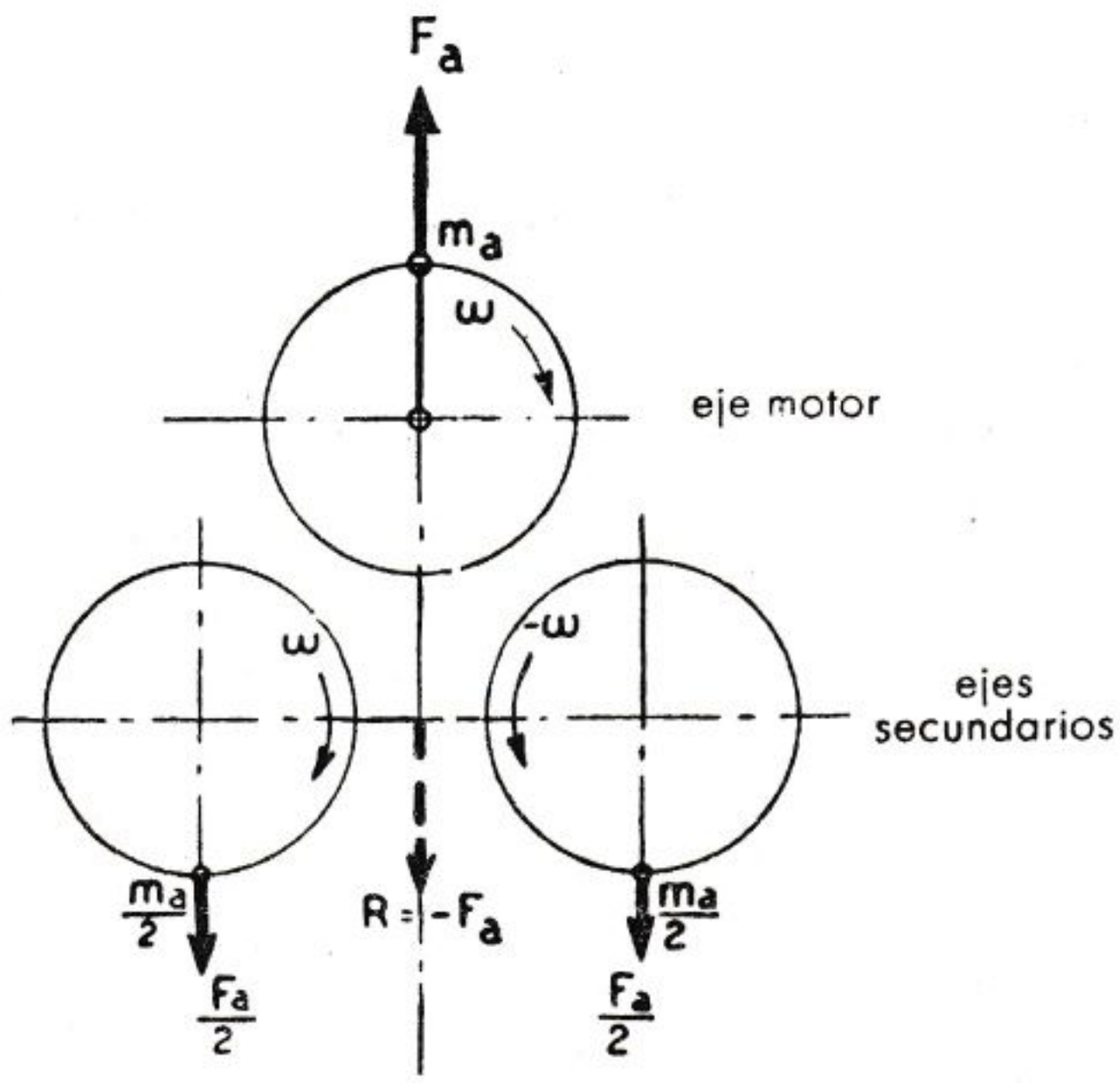


FIG. 130. — Equilibrado de una fuerza alterna de 1.er orden con dos fuerzas centrífugas.

lindros y 4 tiempos, como el tipo «Lanchester», y para motores a 2 tiempos de la General Motors. Actualmente se usa en motores de 4 cilindros para tractores.

XII. 6. Orden de encendido (motor de tiempo)

La regularización del par motor —que, como hemos visto antes, conduce a un defasaje uniforme de las manivelas— y el equilibrado dinámico del eje —que implica particulares disposiciones de las manivelas a lo largo del eje— obligan a seguir una determinada norma en el encendido sucesivo de los diversos cilindros.

Como para un motor de 4 tiempos con un cierto número de cilindros son posibles diversos órdenes de encendido, es necesario escoger el más conveniente y adecuado, guiándose, para ello, por estas dos importantes consideraciones:

1.ª Obtener la mayor uniformidad de carga sobre los cojinetes de bancada, lo cual se consigue alternando hasta el máximo los encendidos sobre las diversas manivelas.

2.ª Procurar, en lo posible, que la aspiración de los cilindros alimentados por un colector común no se obstaculicen recíprocamente causando irregularidades en el llenado de alguno de ellos.

Así, por ejemplo, para los *motores de 4 tiempos* con 4 ó 6 cilindros en línea, numerando ordenadamente los cilindros en el sentido longitudinal, los órdenes de encendido posible son:

Para el de 4 cilindros: 1-3-4-2;
1-2-4-3.

Para el de 6 cilindros: 1-5-3-6-2-4;
1-2-4-6-5-3;
1-2-3-6-5-4;
1-5-4-6-2-3.

Para el de 4 cilindros se usa comúnmente la primera solución, por cuanto presenta algunas ventajas respecto a la segunda; para el de 6 cilindros, por el contrario, hay ventajas efectivas con el primer orden de encendido, tanto desde el punto de vista de las cargas sobre los cojinetes, como por lo concerniente a la regularidad de aspiración.

En la tabla XII se dan los distintos órdenes de encendido más empleados en motores de 4 tiempos y con diverso número de cilindros.

Por el contrario, *en los motores de 2 tiempos,* una vez dispuestas las manivelas según el equilibrado más conveniente, el orden de encendido posible es siempre uno solo, y es el que resulta después de correr las estrellas de las manivelas en sentido contrario al de rotación del motor.

XII. 7. Estudio del equilibrado del motor en algunos casos particulares

Después de haber examinado desde un punto de vista general los problemas inherentes al equilibrado, estudiaremos ahora el correspondiente a algunos tipos comunes de motores, al objeto de ilustrar mejor todo lo expuesto anteriormente. El orden en que serán tratadas las diversas excitaciones es el siguiente:

1) *Fuerzas centrífugas* ΣF_c;

2) *Fuerzas alternas de primer orden* $\Sigma F_a'$. Por lo dicho en el párrafo XII. 4 para los motores de una o más filas de cilindros, si existe el equilibrio natural de la ΣF_c, se da también el equilibrio de la $\Sigma F_a'$, y no es necesario ninguna otra verificación;

3) *Par generado por las fuerzas centrífugas* ΣM_c;

4) *Por originado por las fuerzas alternas de primer orden* $\Sigma M_a'$;

5) *Fuerzas alternas de segundo orden* $\Sigma F_a''$;

6) *Par debido a las fuerzas alternas de segundo orden* $\Sigma M_a''$.

TABLA XII **Orden de encendido de los motores de 4 tiempos**

			N.° de cilindros	Disposición	Orden de encendido	$\theta = \frac{180\ h}{i}$
1 2 3 4		1-4 / 2-3	4	en línea	1-3-4-2	180°
1 3 / 2 4		1-4 / 2-3	4	horizontales contrapuestos	1-3-2-4	180°
1 2 3 4 5 6		1-6 / 3-4 / 2-5	6	en línea	1-5-3-6-2-4	120°
2 4 6 / 1 3 5		1 / 6 / 2 / 5 / 3 / 4	6	en V de 60°	1-4-3-6-5-2	120°
1 2 3 4 5 6 7 8		1-8 / 3-6 / 4-5 / 2-7	8	en línea	1-6-2-5-8-3-7-4	90°
1 2 3 4 / 5 6 7 8		1-5 / 2-6 / 3-7 / 4-8	8	en V de 90°	1-5-4-8-7-2-6-3	90°
1 2 3 4 5 6 / 7 8 9 10 11 12		1-7 / 6-12 / 3-9 / 4-10 / 2-8 / 5-11	12	en V de 60°	1-12-4-9-2-11 6-7-3-10-5-8	60°
1 2 3 4 5 6 7 8 / 9 10 11 12 13 14 15 16		1-9 ; 8-16 / 3-11 / 6-14 / 4-12 / 5-13 / 2-10 ; 7-15	16	en V de 45°	1-16-6-11-2-15-5-12 8-9-3-14-7-10-4-13	45°
		1-9 / 8-16 / 7-15 / 2-10 / 3-11 / 6-14 / 5-13 / 4-12	16	en V de 90°	1-15-2-16-4-14-3-13 11-8-9-6-10-5-12-7	

Recordamos que los puntos 1) y 3) se refieren al equilibrado estático y dinámico del eje; el resto de los puntos corresponden al equilibrado del conjunto del motor.

XII. 8. Motor monocilíndrico de 4 y de 2 tiempos

1) *Fuerzas centrífugas* ΣF_c. El equilibrado de las masas rotativas se realiza añadiendo dos contrapesos iguales de masa m_c' en prolongación de cada uno de los brazos de la manivela (fig. 123). El momento estáticos de los dos contrapesos $2m_c' \; r_c$ debe, naturalmente, ser igual y opuesto al momento estático de las masas rotativas $m_c \; r$.

2) y 5) *Fuerzas alternas del primero y segundo órdenes,* $\Sigma F_a'$ *y* $\Sigma F_a''$. Como ya hemos visto normalmente se limita a reducir las vibraciones provocadas por las fuerzas alternas de primer orden con contrapesos, añadidos a los anteriores y con un momento estático mitad del de las masas alternas que se imaginan concentradas en el botón de la manivela. Teniendo en cuenta la menor entidad de disturbios causados por la transformación de la pulsación de vertical en horizontal, alguna vez el momento estático de los contrapesos alternos se incrementa en 2/3 del de las masas alternas, prefiriendo aumentar en 1/3 los horizontales y reducir otro tanto los verticales.

Como estos motores son objeto de un empleo esencialmente modesto y utilitario, no se efectúa el equilibrado total de la F_a', y menos aún el de la F_a'', los cuales son posibles tan sólo con el sistema de los ejes subsidiarios.

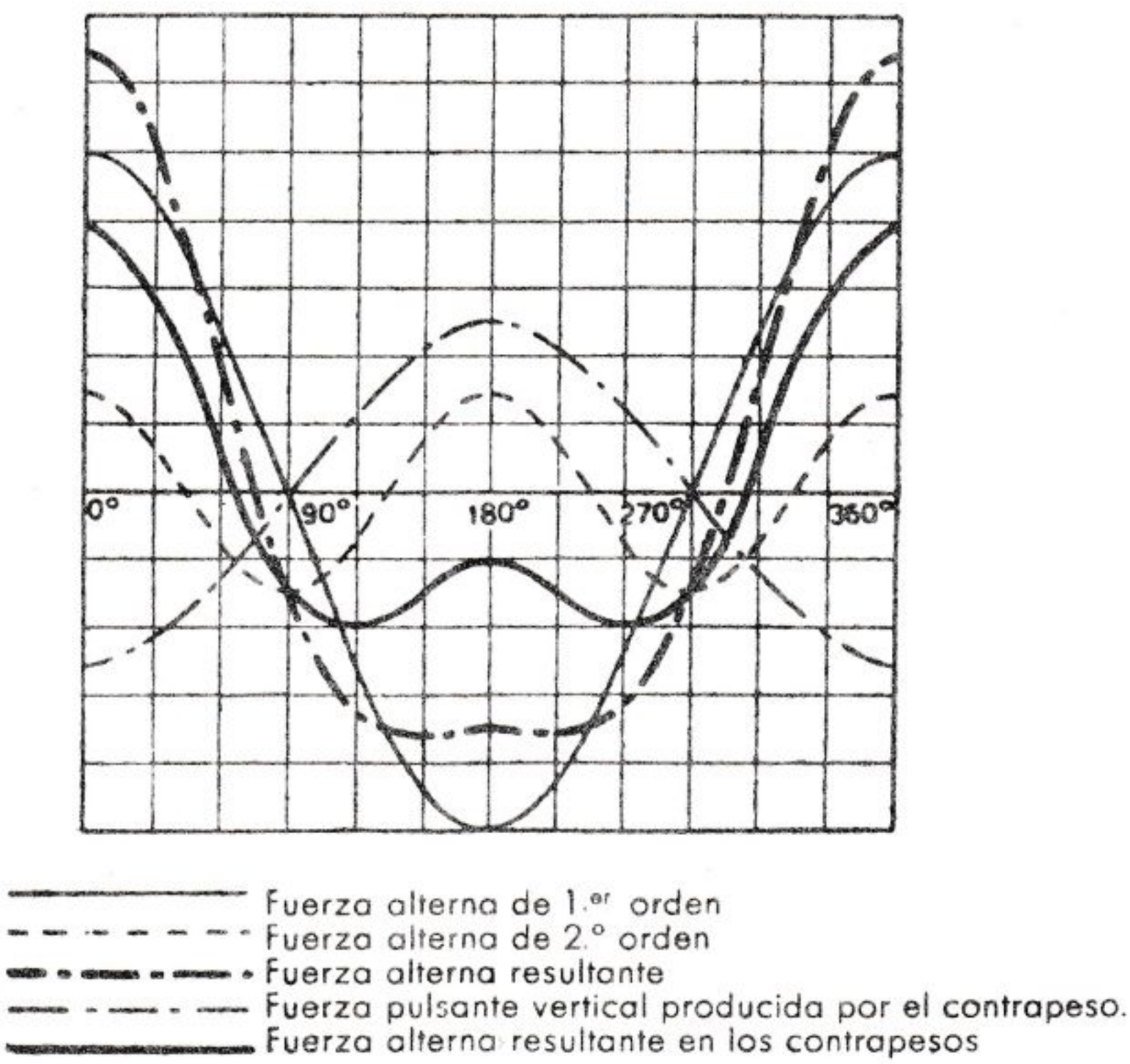


FIG. 131. — Diagrama de equilibrado de un monocilindro con contrapesos.

El diagrama reproducido en la figura 131 muestra la marcha de las fuerzas alternas, indicando por separado las de primero y segundo orden y la resultante después de añadir los contrapesos.

3), 4) y 6). *Par generado por las fuerzas centrífugas y alternas del primero y segundo órdenes,* ΣM_c, $\Sigma M_a'$ *y* $\Sigma M_a''$. Evidentemente, son nulas todas ellas.

XII. 9. Motores de 2 cilindros en línea y de 4 tiempos

A) Para tener un defasaje uniforme de los ciclos de trabajo, las dos manivelas han de estar a 360° (fig. 132). En efecto:

$$\theta = \frac{180^\circ \times 4}{2} = 360^\circ.$$

Con esta disposición, el par de torsión es el más uniforme que se puede obtener del motor de 2 cilindros, pero las masas rotativas y las alternas resultan desequilibradas porque el sistema es, evidentemente, igual al del motor monocilíndrico.

El equilibrado se hace, por ello, en forma análoga.

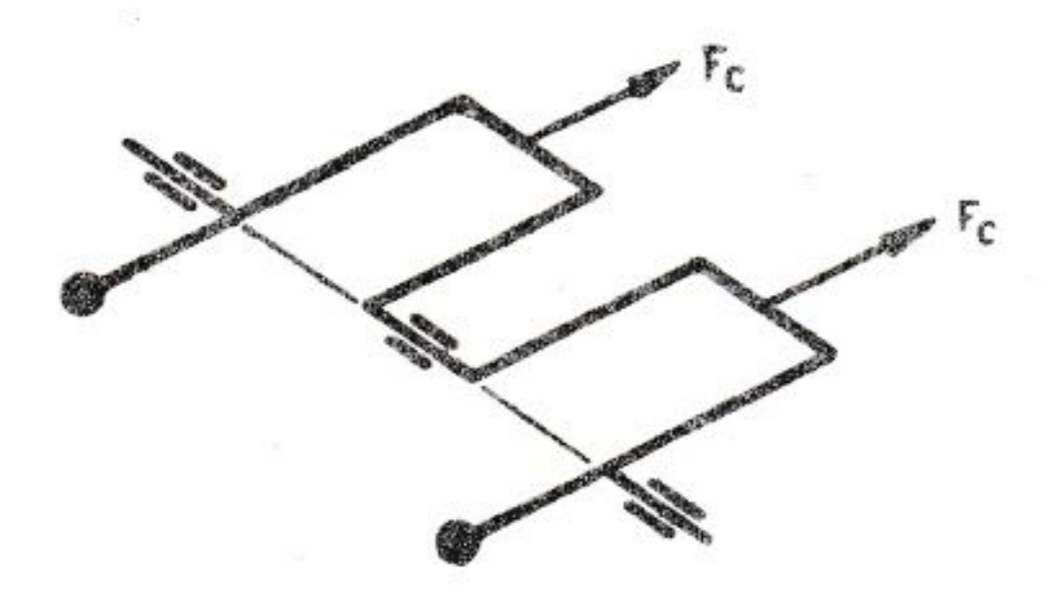


FIG. 132. — Eje de un bicilindro con manivela a 360°

B) La disposición de la figura 131 se deriva de la anterior, considerando particularmente el equilibrado. Podemos observar que coincide con la adoptada en los motores de 2 cilindros y de 2 tiempos, para los cuales debe, en efecto, ser:

$$\theta = \frac{180^\circ \times 2}{2} = 180^\circ.$$

En los motores de 4 tiempos con esta disposición, el intervalo entre los ciclos de trabajo no es muy uniforme, puesto que las fases útiles resultan consecutivas; por ello, desde el punto de vista de la variación del par de reacción, esta disposición no es tan buena como la precedente. Si los cilindros estuvieran también a 180° como las manivelas (contrapuestos), no se produciría este defecto.

Equilibrado:

1) *Fuerzas centrífugas.* Están equilibradas, puesto que son iguales y opuestas: $\Sigma F_c = 0$.

2) *Fuerzas alternas del primer orden.* Resultan también equilibradas: $\Sigma F_a' = 0$.

3) *Par generado por las fuerzas centrífugas.* Las dos fuerzas centrífugas iguales y opuestas que actúan con un brazo igual a la distancia b entre los ejes de los dos cilindros, dan origen a un par de momento $M_c = F_c\ b$.

Se puede obtener el equilibrado perfecto con dos contrapesos. Si c es la distancia entre las líneas de acción, la fuerza centrífuga que deberá desarrollar cada contrapeso será: $F_c' = F_c\ b/c$.

4) *Par originado por las fuerzas alternas del primer orden.* Se reducen el par equilibrado $M_a' = F_a'\ b$. Este par da origen a vibraciones en el plano longitudinal del motor. No pudiendo ser completamente equilibrado por razones análogas a las expuestas para el monocilíndrico, se trata de reducir los efectos nocivos aumentando la masa de los contrapesos precedentes. La fuerza centrífuga de la masa que se añade, debe ser:

$$F = \left(\frac{1}{2} \div \frac{2}{3}\right) F_a' \frac{b}{c}.$$

5) *Fuerzas alternas del segundo orden.* Son iguales para los dos cilindros; en efecto, para una posición cualquiera ϑ de la manivela del cilindro tenemos:

cilindro 1: $\alpha = \vartheta$, $\cos 2\alpha = \cos 2\vartheta$, $F_{a1}'' = m_a\,\omega^2\, r\,\lambda \cos 2\vartheta$;
cilindro 2: $\alpha = 180^\circ \times \vartheta$, $\cos 2\alpha = \cos 2\vartheta$, $F_{a2}'' = m_a\,\omega^2\, r\,\lambda \cos 2\vartheta$.

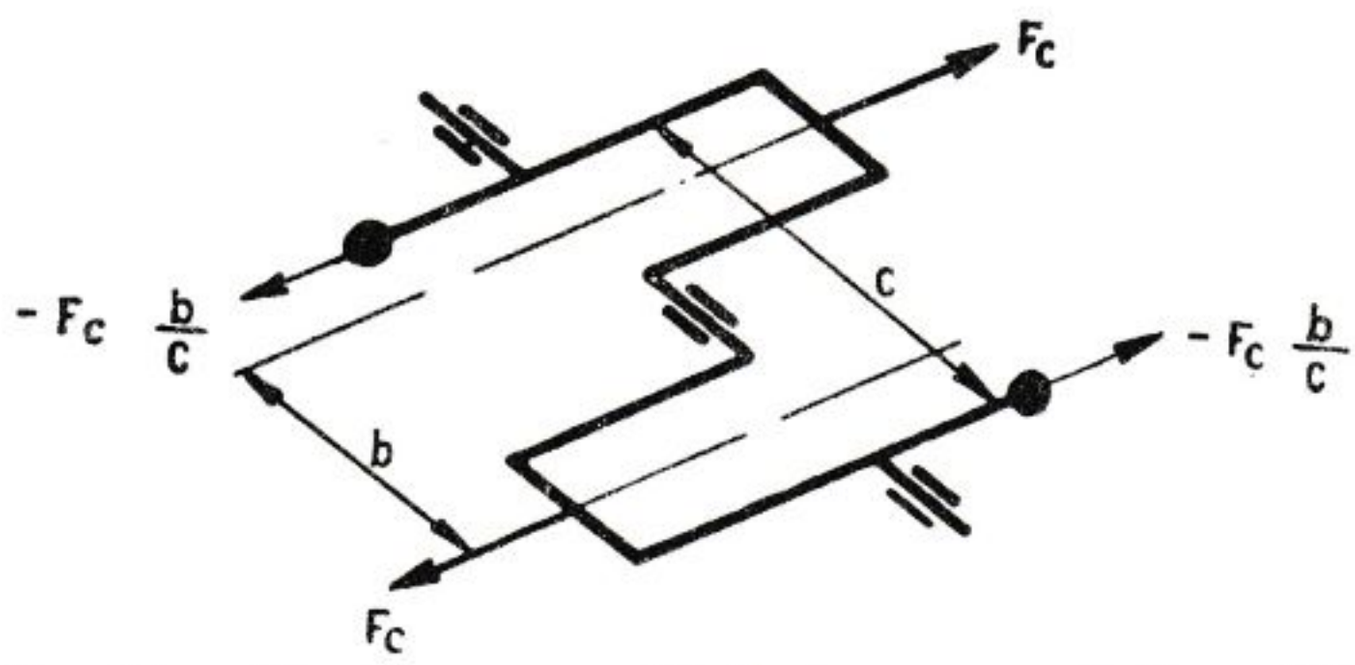


FIG. 133. — Eje de un motor bicilindro con manivelas a 180°.

En conclusión, vemos que, cualquiera que sea la posición del eje, la fuerza alterna resultante vale dos veces la de un cilindro.

6) *Par producido por la fuerza alterna del segundo orden.* Las dos fuerzas están dirigidas en el mismo sentido y, por tanto, no originan par.

XII. 10. Motores de 4 cilindros en línea y de 4 tiempos

El ángulo de defasaje entre los ciclos de trabajo es $\theta = \dfrac{180^\circ \times 4}{4} = 180^\circ$.

El orden de encendido normal es 1-3-4-2.

El eje de cigüeñales está representado esquemáticamente en la figura 134; el mismo puede también ser construido con 5 soportes y, excepcionalmente, sólo con 2.

Equilibrado:

1) *Fuerzas centrífugas.* El momento estático de las manivelas 1 y 4 equilibra el de las manivelas 2 y 3, por lo cual las fuerzas centrífugas están perfectamente equilibradas: $\Sigma F_c = 0$.

2) *Fuerzas alternas del primer orden.* Están equilibradas porque también lo están las fuerzas centrífugas: $\Sigma F_a' = 0$.

3) *Par originado por las fuerzas centrífugas.* Las manivelas están simétricamente dispuestas respecto al plano de traza $x\ x$; por ello, el par originado por las fuerzas centrífugas de los cilindros 1 y 2 equilibran el correspondiente a los cilindros 3 y 4: $\Sigma M_c = 0$.

No obstante, para evitar sobrecargas en los cojinetes producidas por las fuerzas aplicadas en cada una de las cigüeñas, se procede a menudo a equilibrarlas separadamente con contrapesos (fig. 135).

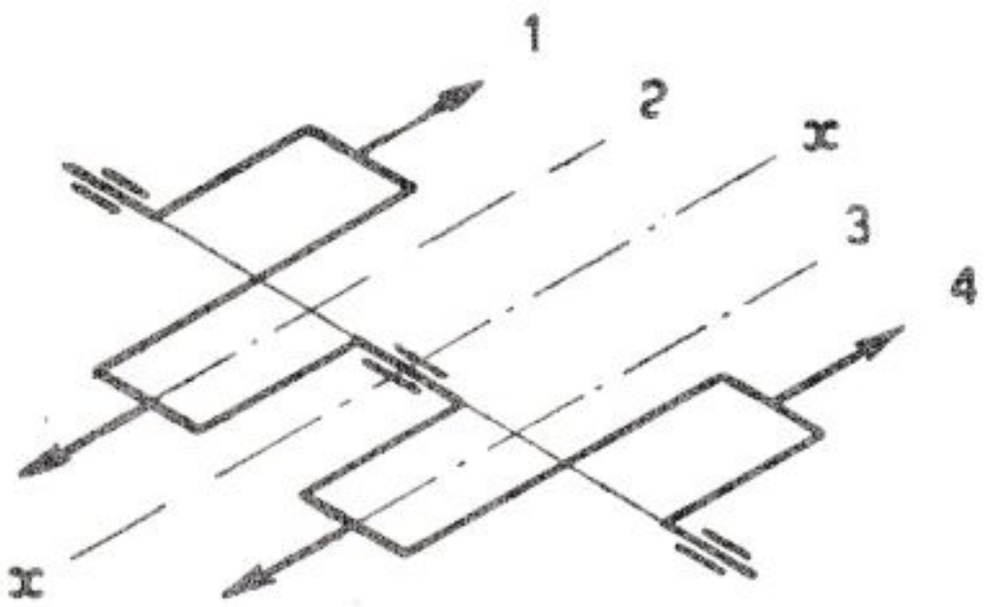


FIG. 134. — Eje de un 4 cilindros de 4 tiempos

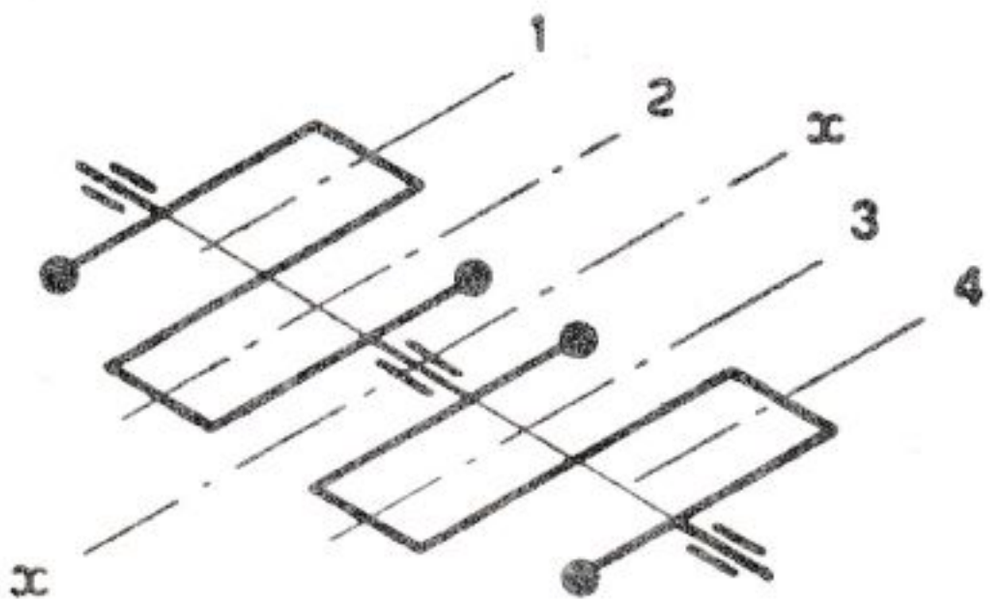


FIG. 135. — Eje de un 4 cilindros de 4 tiempos con contrapesos.

4) *Par generado por las fuerzas alternas de primer orden.* Están equilibradas por estarlo también los pares originados por las fuerzas centrífugas: $\Sigma M_a' = 0$.

5) *Fuerzas alternas del segundo orden.* Para una posición ϑ cualquiera de la manivela 1, tenemos:

Cil. 1. $\alpha = \vartheta$,
$\cos 2\alpha = \cos 2\vartheta$, $\qquad F_{a1}'' = m_a \omega^2 r \lambda \cos 2\vartheta$;

Cil. 2. $\alpha = 180° + \vartheta$,
$\cos 2\alpha = \cos 2(180° + \vartheta) = \cos(360° + 2\vartheta)$, $F_{a2}'' = m_a \omega^2 r \lambda \cos 2\vartheta$;

Cil. 3. $\alpha = 180° + \vartheta$,
$\cos 2\alpha = \cos 2(180° + \vartheta) = \cos(360° + 2\vartheta)$, $F_{a3}'' = m_a \omega^2 r \lambda \cos 2\vartheta$;

Cil. 4. $\alpha = 360° + \vartheta$,
$\cos 2\alpha = \cos 2(360° + \vartheta) = \cos 2\vartheta$, $\qquad F_{a4}'' = m_a \omega^2 r \lambda \cos 2\vartheta$.

La resultante vale, por tanto:

$$\Sigma F_a'' = 4\, m_a \omega^2 r \lambda \cos 2\vartheta.$$

Resulta, por consiguiente, que, en cualquier posición, la fuerza alterna resultante del segundo orden es igual a la de un cilindro multiplicada por el número de cilindros: $\Sigma F_a'' = 4 F_a''$. Referida en particular al P.M., dicha resultante vale: $4\, m_a \omega^2 r \lambda$.

6) *Par originado por las fuerzas alternas de segundo orden.* Las cuatro fuerzas están todas dirigidas en el mismo sentido, razón por la cual no originan par alguno.

XII. 11. Motores de 6 cilindros en línea y de 4 tiempos

El ángulo de defasaje entre los ciclos de trabajo es $\theta = \dfrac{180^\circ \times 4}{6} = 120^\circ$.

El orden de encendido normal es 1-5-3-6-2-4.

El eje de cigüeñales está representado esquemáticamente en la figura 136, y tiene, en general, siete o cuatro soportes.

Equilibrado:

1) *Fuerzas centrífugas.* Constituyen tres vectores iguales, dispuestos a 120° entre sí; por ello están en equilibrio: $\Sigma F_c = 0$.

2) *Fuerzas alternas del primer orden.* Están, por tanto, equilibradas: $\Sigma F_a' = 0$.

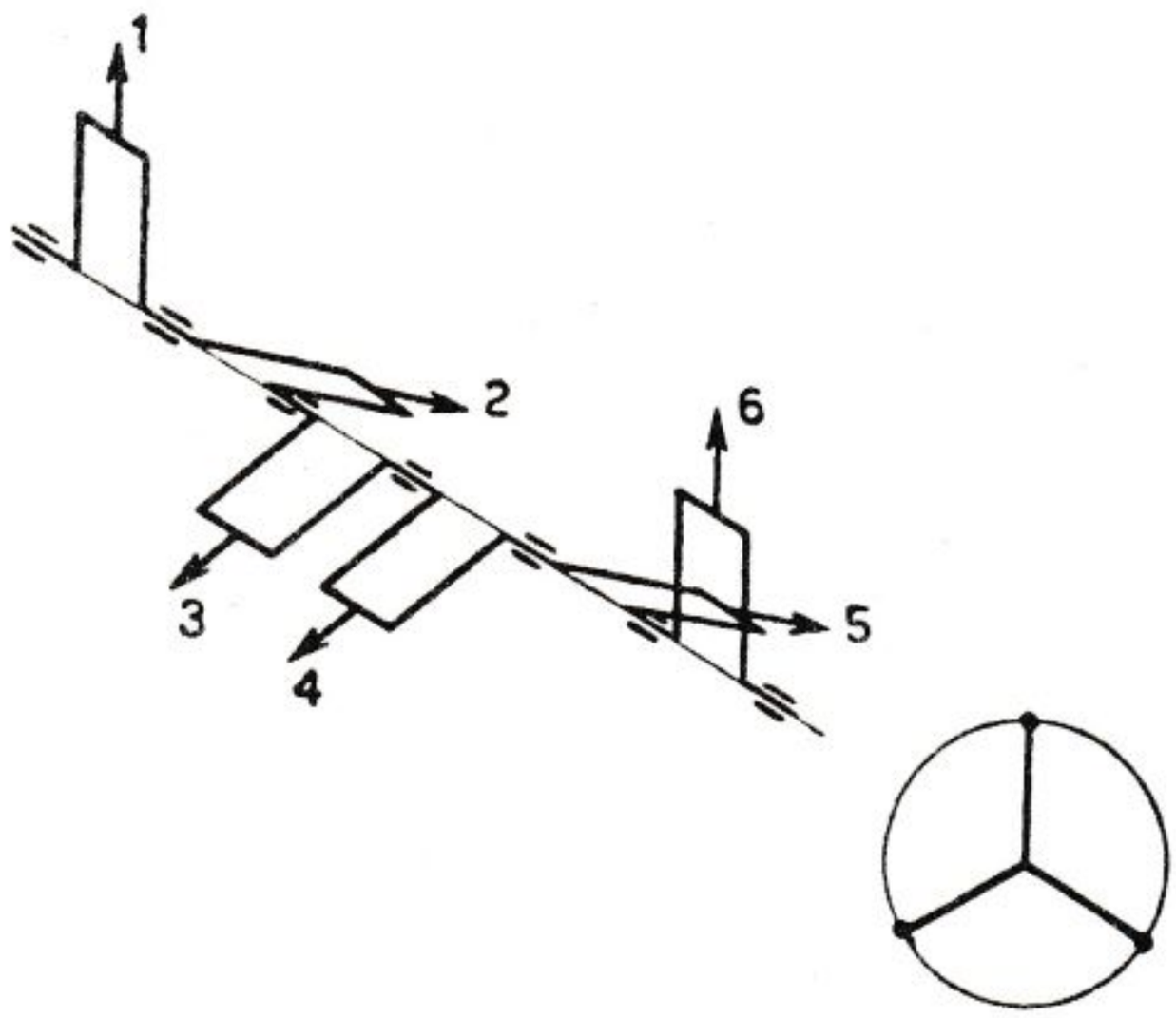


FIG. 136. — Eje de un 6 cilindros de 4 tiempos.

3) *Par debido a las fuerzas centrífugas.* Están equilibradas porque el eje admite un plano de simetría perpendicular al eje: $\Sigma M_c = 0$.

4) *Par generado por las fuerzas alternas del primer orden.* También están equilibradas: $\Sigma M_a' = 0$.

5) *Fuerzas alternas del segundo orden.* Para una posición ϑ cualquiera de la manivela 1, tenemos:

Cil. 1-6 : $\alpha = \vartheta$,
$\cos 2\alpha = \cos 2\vartheta$, $\quad F_a''_{1-6} = 2\, m_a\, \omega^2\, r\, \lambda \cos 2\delta$;

Cil. 2-5 : $\alpha = 120^\circ + \vartheta$,
$\cos 2\alpha = \cos(240^\circ + \vartheta)$, $F_a''_{2-5} = 2\, m_a\, \omega^2\, r\, \lambda\, (-0{,}5 \cos 2\vartheta + 0{,}866 \operatorname{sen} 2\vartheta)$;

Cil. 3-4 : $\alpha = 240^\circ + \vartheta$,
$\cos 2\alpha = \cos(480^\circ + 2\vartheta)$, $F_a''_{3-4} = 2\, m_a\, \omega^2\, r\, \lambda\, (-0{,}5 \cos 2\vartheta + 0{,}866 \operatorname{sen} 2\vartheta)$;

de donde, la resultante es:

$$\Sigma F'' = F_a''_{1-6} + F''_{2-5} + F_a''_{3-4} = 0.$$

Resulta que en cualquier posición las fuerzas de inercia de segundo orden están equilibradas.

6) *Par originado por las fuerzas alternas de segundo orden.* Teniendo en cuenta que las fuerzas resultan simétricamente dispuestas respecto a un plano normal al eje de rotación, el par resulta equilibrado: $\Sigma M_a'' = 0$.

El motor de 6 cilindros es uno de los más equilibrados; en efecto, continuando el análisis se encuentra que las fuerzas alternas están equilibradas hasta el quinto orden inclusive.

XII. 12. Motores de 8 cilindros en V de 90° y de 4 tiempos

Los cilindros están dispuestos en dos grupos de 4 cada uno, contenidos en dos planos a 90° entre sí. Sobre cada perno de manivela están articuladas las bielas de dos cilindros, cada uno de los cuales pertenece a una fila distinta.

El ángulo de defasaje entre los ciclos de trabajo es $\theta = \dfrac{180° \times 4}{8} = 90°$.

El orden de encendido es, normalmente: 1-I-4-IV-II-3-III-2.

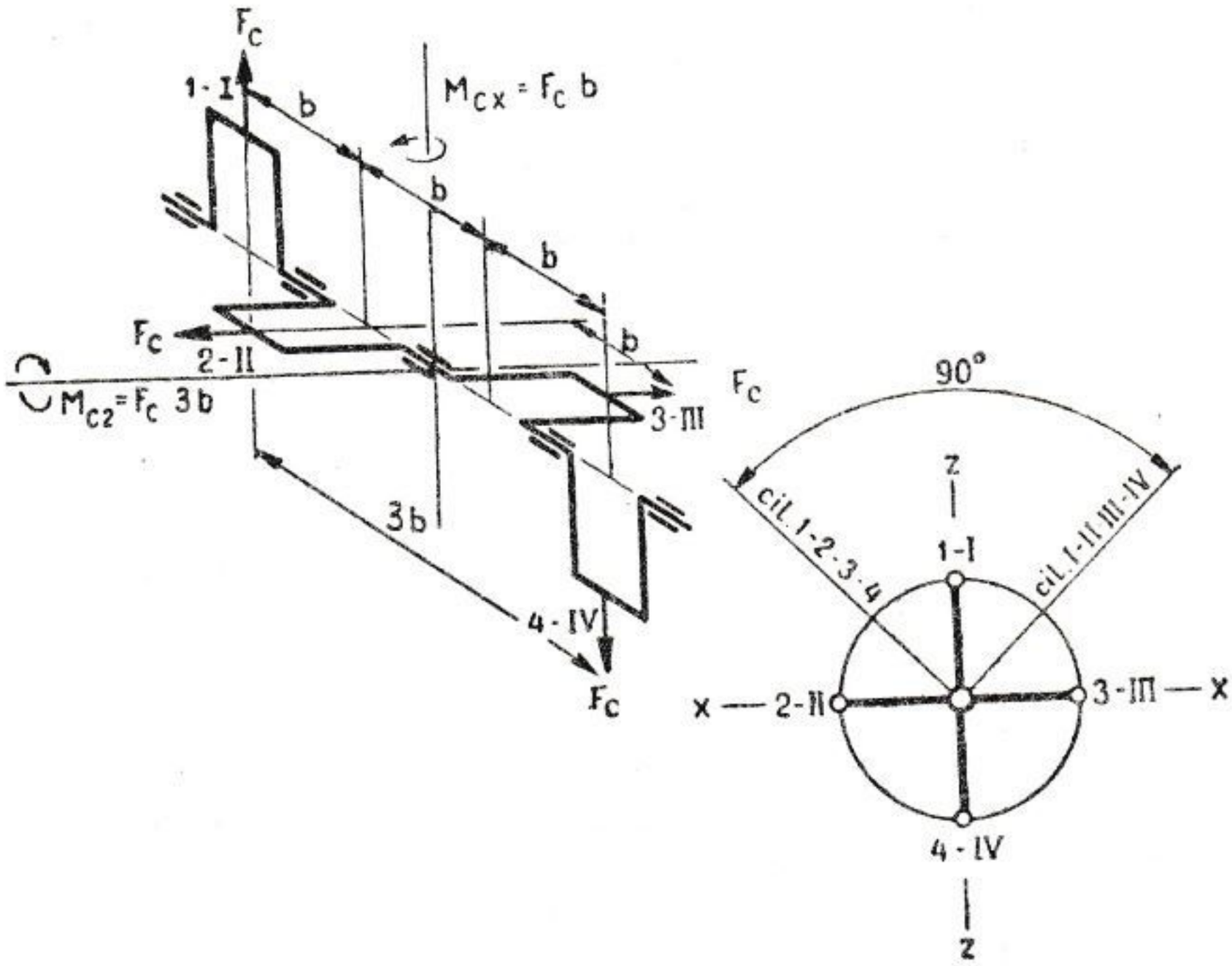


FIG. 137. — Ocho cilindros de 4 tiempos en V a 90°. Fuerzas y pares relativos.

El eje de cigüeñales es, en general, el representado en la figura 137, en la cual se indican con número árabes los cilindros comprendidos en la fila de la izquierda, y con números romanos, los de la derecha; tiene cinco o tres soportes.

1) *Fuerzas centrífugas.* Constituyen un sistema de cuatro fuerzas dispuestas a 90° entre sí; motivo por el cual están en equilibrio: $\Sigma F_c = 0$.

2) *Fuerzas alternas del primer orden.* Están equilibradas por estarlo las centrífugas: $\Sigma F'_a = 0$, como si el motor fuese de cilindros en línea. Mas, por tratarse de una disposición de cilindros distinta de la últimamente examinada, haremos la demostración.

Consideremos los dos primeros cilindros 1 y I, que tienen en común la manivela, y supongamos que ésta ha girado un ángulo α respecto al P.M.S. del cilindro I (fig. 138).

Las fuerzas altenas que actúan en la dirección de los ejes de los dos cilindros, y, por tanto, a 90° entre sí, valen respectivamente:

Cilindro I: $F_{aI}' = m_a \omega^2 r \cos \alpha$.

Cilindro 1: $F_{a1}' = m_a \omega^2 r \cos (\alpha + 90°) = - m_a \omega^2 r \operatorname{sen} \alpha$.

La resultante de estas dos fuerzas alternas es la fuerza constante $F_a' = m_a \omega^2 r$, dirigida según la manivela.

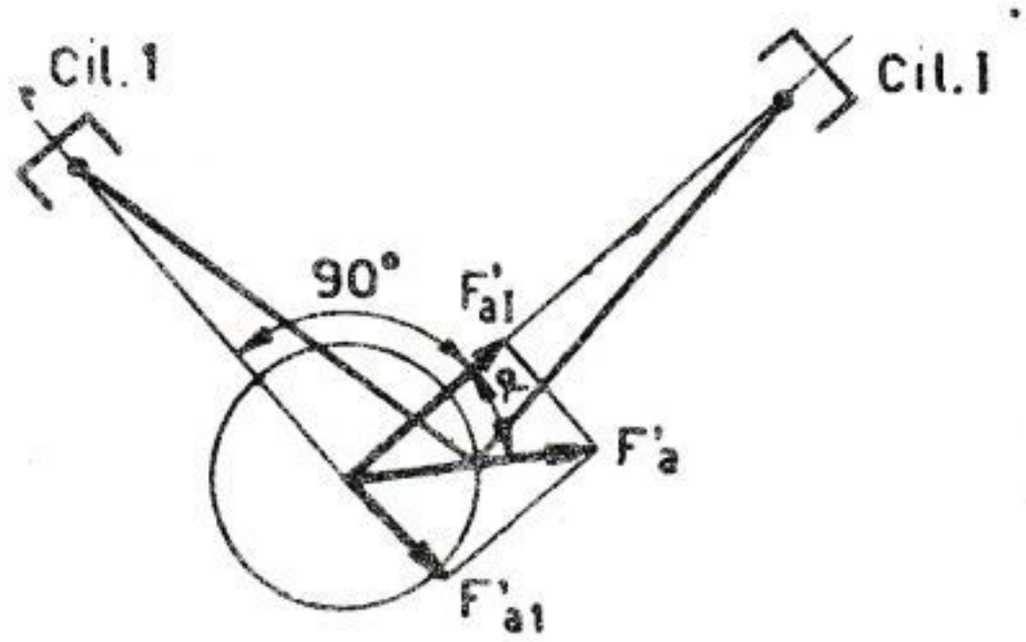


FIG. 138.
Fuerza alterna de primer orden de un par de cilindros en V a 90°.

Otro tanto sucede para los demás cilindros.

Tendremos así, para cada manivela, es decir, para cada par de cilindros, una fuerza constante dirigida según la manivela misma. Estando las manivelas dispuestas a 90° entre sí, las cuatro fuerzas estarán en equilibrio: $\Sigma F_a' = 0$.

3) *Par generado por las fuerzas centrífugas.* Las fuerzas centrífugas originan dos pares que actúan en planos situados a 90° entre sí; para eliminarlos, basta suprimir las fuerzas centrífugas, esto es, añadir a cada manivela una masa que genere una fuerza centrífuga igual y opuestas a la de las partes rotativas. Si no se quiere añadir peso separadamente a cada manivela, se puede conseguir una sensible disminución de peso equilibrando el desequilibrado par resultante.

Para determinar los valores, se proyecta primero el eje sobre el plano de traza $x - x$, normal al precedente y que contiene las manivelas 2 y 3.

La componente en el plano $z - z$ del par resultante desequilibrado está dado por

$$M_{CZ} = F_c \times 3\ b;$$

y la componente en el plano $x - x$ da:

$$M_{CX} = F_c \times b.$$

El valor del par resultante desequilibrado se obtiene componiendo los momentos vectores de los dos pares parciales (fig. 139):

$$M_{CR} = \sqrt{(3\ F_c\ b)^2 + (F_c\ b)^2} = 3{,}16\ F_c\ b.$$

Su plano de acción es el normal al momento vector resultante y está, por tanto, defasado respecto al plano de las manivelas 1-4 un ángulo γ tal que

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{M_{cx}}{M_{cz}} = \frac{1}{3};$$

de donde $\gamma = 18^\circ\ 30'$.

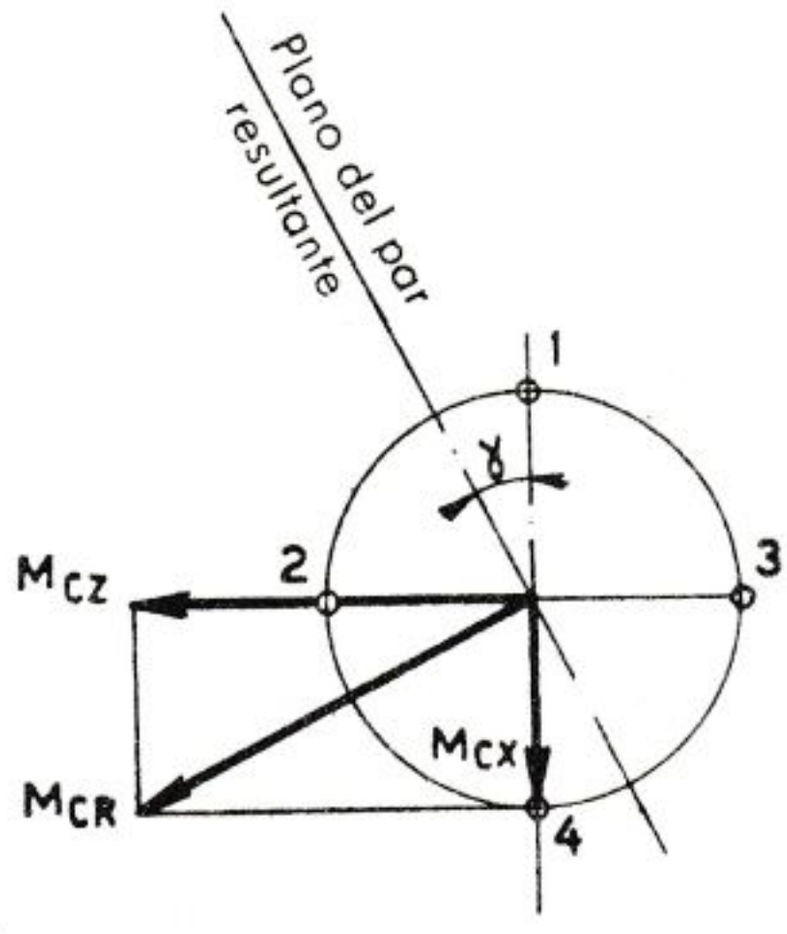


FIG. 139. — Ocho cilindros en V a 90°. Par centrífugo resultante.

El exacto equilibrado puede obtenerse por medio de dos o cuatro contrapesos oportunamente dispuestos.

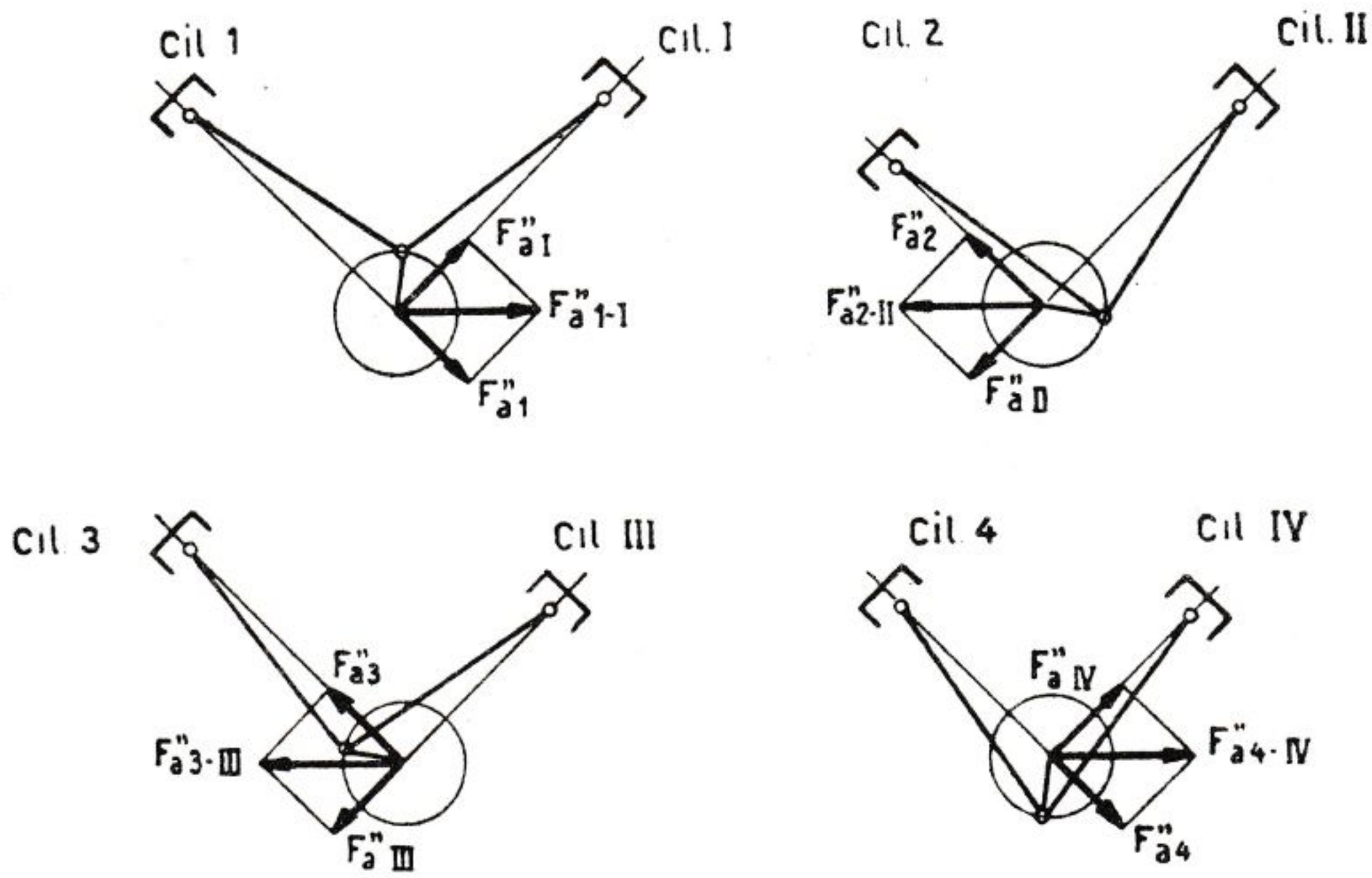


FIG. 140. — Ocho cilindros en V a 90°. Fuerzas alternas de 2.° orden.

4) *Par originado por las fuerzas alternas del primer orden.* Análogamente a cuanto hemos expuesto para las fuerzas centrífugas, las cuatro resultantes de las fuerzas alternas del primer orden generan dos pares en dos planos dispuestos a 90° entre sí.

Como las cuatro fuerzas están en fase con las fuerzas centrífugas, el plano del par resultante de las fuerzas alternas es el mismo plano del par resultante de las fuerzas centrífugas.

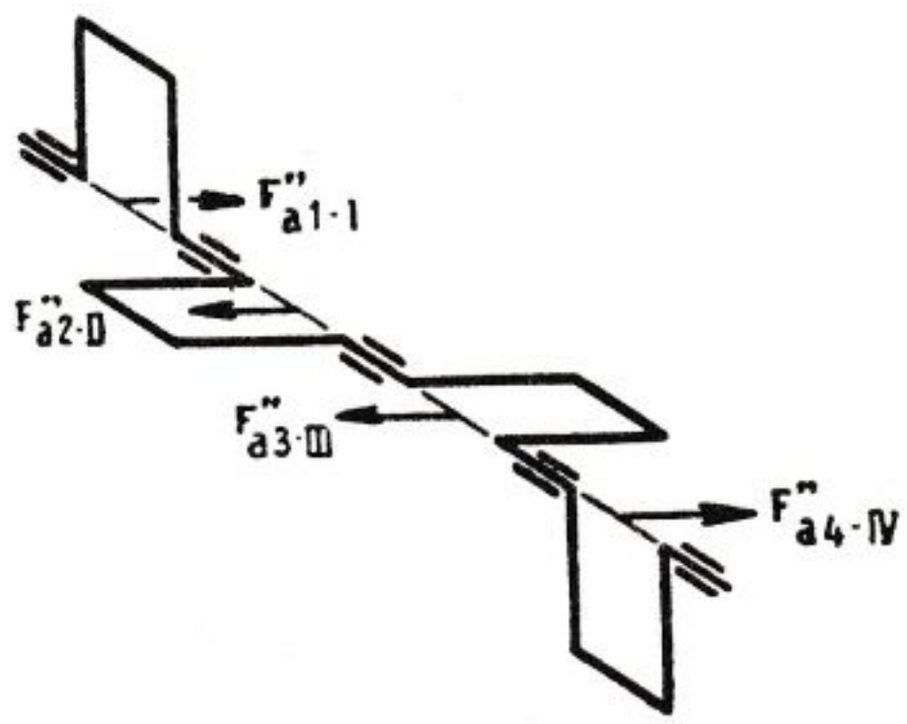


Fig. 141. — Ocho cilindros en V a 90°. Disposición de las fuerzas alternas de 2.° orden.

Para determinar el valor de la resultante basta sustituir la fuerza F_c por la $F_a' = m_a \omega^2 r$; por ello, $M_a' = 3{,}16\ F_a'\ b$. El momento total del par que ha de equilibrarse mediante contrapesos es, por tanto, igual a la suma de los momentos de los pares originados por las fuerzas centrífugas M_c y de la generada por las fuerzas alternas m_a', es decir:

$$M_{CR} = 3{,}16\ b\ (F_c + F_a').$$

5) *Fuerzas alternas del segundo orden.* Las fuerzas alternas de los diversos cilindros valen:

Cil. I $\alpha = \vartheta$,
$\cos 2\alpha = \cos 2\vartheta$, $\qquad F_{aI}'' = m_a \omega^2 r \lambda \cos 2\vartheta$;

Cil. 1 $\alpha = \vartheta + 90°$,
$\cos 2\alpha = \cos (2\vartheta + 180°) = -\cos 2\vartheta$, $\qquad F_{a1}'' = -m_a \omega^2 r \lambda \cos 2\vartheta$;

Cil. II $\alpha = \vartheta + 90°$,
$\cos 2\alpha = \cos (2\vartheta + 180°) = -\cos 2\vartheta$, $\qquad F_{aII}'' = -m_a \omega^2 r \lambda \cos 2\vartheta$;

Cil. 2 $\alpha = \vartheta + 180°$,
$\cos 2\alpha = \cos (2\vartheta + 360°) = \cos 2\vartheta$, $\qquad F_{a2}'' = m_a \omega^2 r \lambda \cos 2\vartheta$;

Cil. III $\alpha = \vartheta + 270°$,
$\cos 2\alpha = \cos (2\vartheta + 540°) = -\cos 2\vartheta$, $\qquad F_{aIII}'' = -m_a \omega^2 r \lambda \cos 2\vartheta$;

Cil. 3 $\alpha = \vartheta$,
$\cos 2\alpha = \cos 2\vartheta$, $\qquad F_{a3}'' = m_a \omega^2 r \lambda \cos 2\vartheta$;

Cil. IV $\alpha = \vartheta + 180°$,
$\cos 2\alpha = \cos (2\vartheta + 360°) = \cos 2\vartheta$, $\qquad F_{aIV}'' = m_a \omega^2 r \lambda \cos 2\vartheta$;

Cil. 4 $\alpha = \vartheta + 270°$,
$\cos 2\alpha = \cos (2\vartheta + 540°) = -\cos 2\vartheta$, $\qquad F_{a4}'' = -m_a \omega^2 r \lambda \cos 2\vartheta$.

Los esquemas de las figuras 140 y 141 esclarecen la disposición de las diversas fuerzas. Como se ve, las fuerzas que actúan sobre los dos planos determinados por las dos filas de cilindros, son todas iguales y de signo tal que dan, para cada uno de estos planos, resultante nula.

La resultante del conjunto es, por tanto, igual a cero, razón por la cual el motor está equilibrado respecto a las fuerzas de segundo orden: $\Sigma F_a'' = 0$.

6) *Par originado por las fuerzas alternas de segundo orden.* Dada la disposición simétrica de las fuerzas, los pares resultan equilibrados: $C'' = 0$.

XII. 13. Motores en simple estrella

Un sistema muy utilizado, sobre todo en la construcción de los motores de aviación, cuyo objeto es obtener la refrigeración por aire, consiste en disponer regularmente los cilindros «en estrella», en torno al eje de rotación del eje motor, y en articular las bielas (véase XI. 12) a un perno único de manivela (fig. 142).

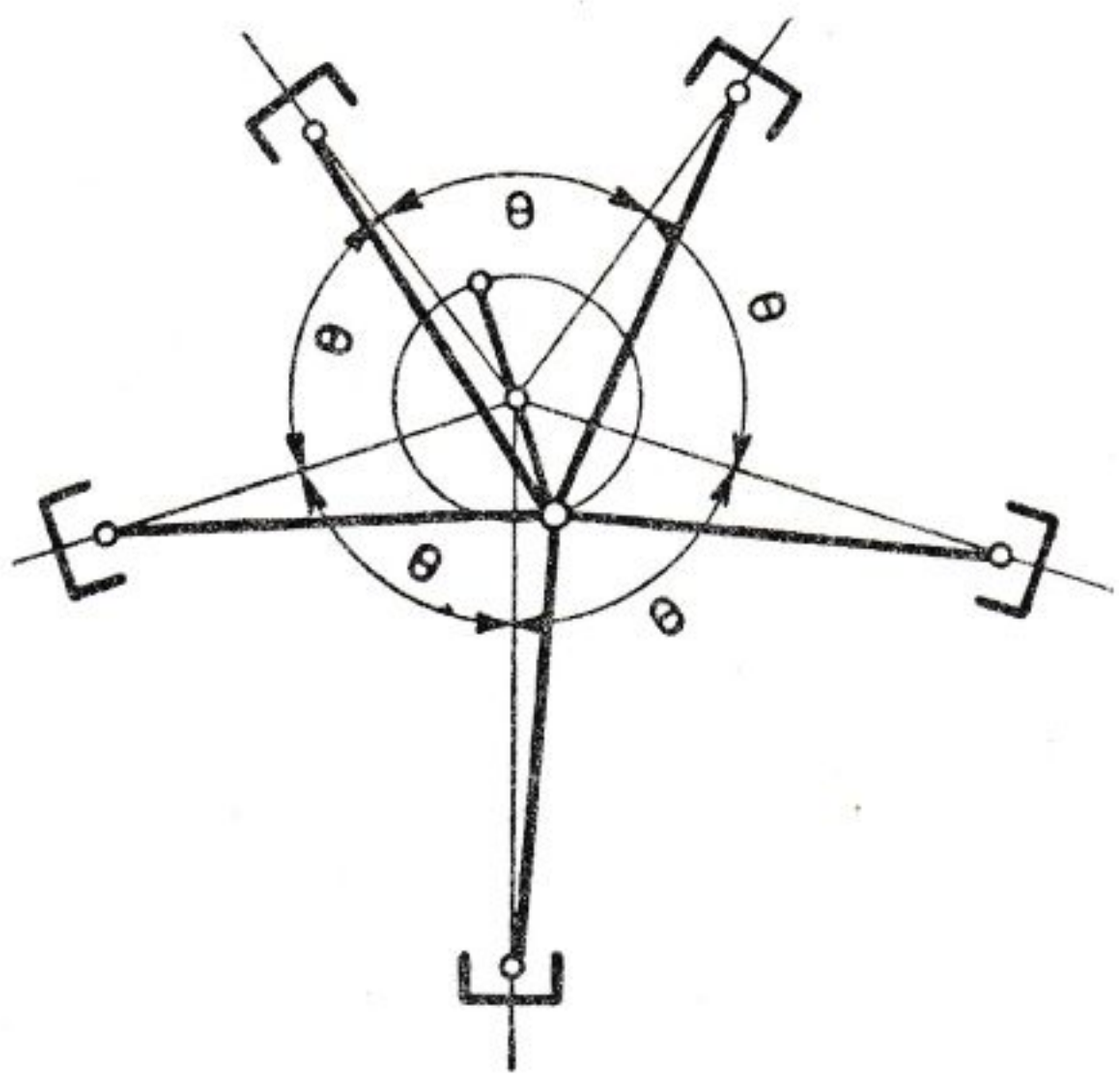


FIG. 142. — Esquema de motor en estrella.

Los cilindros pueden estar dispuestos sobre un mismo plano, o bien, al objeto de aumentar su número sin que ello implique un desmesurado incremento del empacho frontal, sobre dos o más planos paralelos; en este caso se tiene el motor en doble o múltiple estrella.

En la disposición en estrella de un motor con i cilindros, el ángulo que forman entre sí los cilindros es igual a $360°/i$. Los ciclos de trabajo deben espaciarse con intervalos de un ángulo de $720°/i$ si el motor es de 4 tiempos y, por tanto, los encendidos deben sucederse cada dos cilindros. En consecuencia, el número de cilindros para una estrella simple debe ser dispar.

Por lo que se refiere al equilibrado del motor de una estrella se tiene:

1) *Fuerzas centrífugas.* Las partes rotativas están constituidas por la manivela, por la cabeza de la biela madre y por 1/3 de la caña de todas

las bielas. Las fuerzas centrífugas se reducen a una sola, que puede ser balançeada mediante dos contrapesos colocados en la prolongación de los dos brazos de la manivela y con un momento estático igual al momento estático de las partes rotativas.

2) *Fuerzas alternas del primer orden.* Como sería fácil demostrar, las fuerzas de inercia de las masas alternas originan una fuerza centrífuga constante, de valor igual a la mitad de la fuerza centrífuga que tendrían las masas alternas concentradas sobre el perno de la manivela.

Si m_a es la suma de las masas alternas de todos los cilindros, y r el radio de la manivela, el correspondiente momento estático desequilibrado, igual a $1/2\ m_a\ r$, puede, por tanto, equilibrarse mediante contrapesos adicionados a los que resulten necesarios para las masas rotativas.

3) *Fuerzas alternas del segundo orden.* En el caso del motor con tres cilindros, la fuerza desequilibrada resultante vale $3/2\ m_a\ \omega^2\ r$, y gira con velocidad $2\ \omega$ en sentido contrario a la manivela. Para los motores con un número de cilindros superiores a 3, las fuerzas del segundo orden están perfectamente equilibradas.

4) *Par generado por las fuerzas centrífugas y alternas.* Estando todos los cilindros dispuestos sobre el mismo plano, es obvio que no se origina par alguno.

XII. 14. Motores en doble estrella

En los motores en doble estrella, al objeto de favorecer la refrigeración, los cilindros de la segunda estrella están defasados respecto a los de la primera; el eje de cada cilindro posterior está colocado exactamente sobre la bisectriz de dos cilindros anteriores; por ello, siendo desigual el número de cilindros de cada estrella, resulta que cada cilindro de la estrella anterior tiene otro contrapuesto en la posterior.

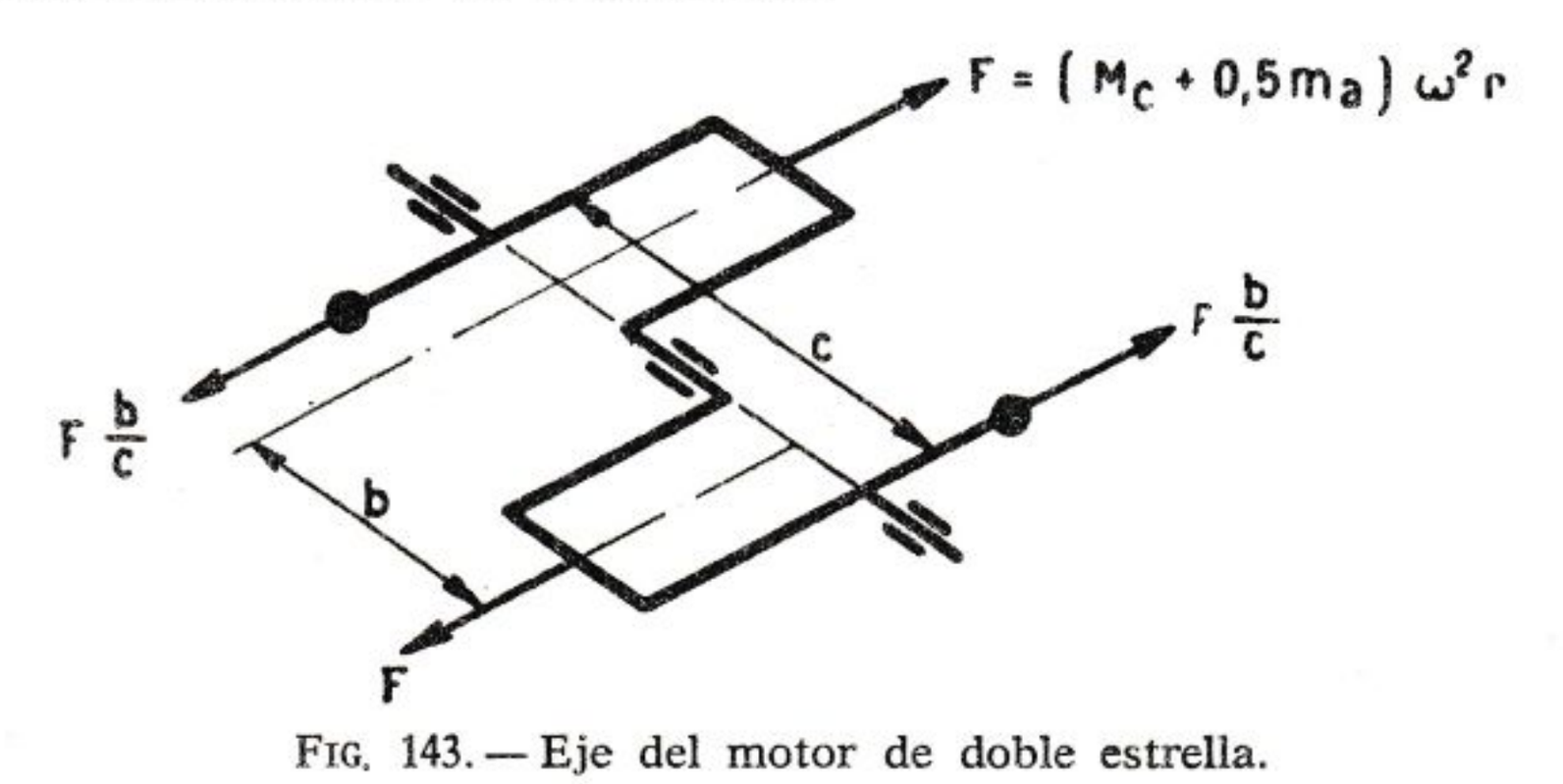


FIG. 143. — Eje del motor de doble estrella.

Para el eje, el sistema más usado es el que dispone las manivelas a 180°.

1) *Fuerzas centrífugas de las partes rotativas.* Las dos bielas madres están dispuestas en dos cilindros opuestos; por ello, las fuerzas centrífugas de cada estrella $F_c = m_c\ \omega^2\ r$ están en equilibrio.

2) *Fuerzas alternas del primer orden.* Como hemos visto en el motor en simple estrella, la resultante de las fuerzas alternas vale $1/2\ m_a\ \omega^2\ r$,

y está dirigida según la manivela. Hallándose ambas manivelas a 180°, las dos fuerzas resultantes relativas a las dos estrellas de cilindros se equilibran.

3) *Par originado por las fuerzas centrífugas y alternas del primer orden.* Las resultantes de las fuerzas centrífugas y de las alternas del primer orden, actuando en dos planos distintos, generan un par desequilibrado, cuyo momento es:

$$(M_c + 0{,}5\ m_a)\ \omega^2\ r\ b \quad \text{(fig. 143).}$$

Para el equilibrado exacto basta colocar sobre los brazos extremos un contrapeso de momento estático equivalente a

$$(m_c + 0{,}5\ m_a)\ \omega^2\ r\ \frac{b}{c}.$$

4) *Fuerzas alternas del segundo orden.* Para estrellas con un número de cilindros superior a 3, las fuerzas alternas resultan siempre equilibradas, puesto que, como hemos visto, están equilibradas en la simple estrella. Cuando las estrellas son de 3 cilindros, hay también equilibrio, porque las dos resultantes $3/2\ m_a\ \omega^2\ r$ están en oposición.

5) *Par generado por las fuerzas alternas del segundo orden.* Como es obvio, existen solamente cuando los cilindros son 3 por cada estrella.

CAPÍTULO XIII

VIBRACIONES DE TORSIÓN Y DE FLEXIÓN

No pretendemos tratar a fondo el complejo problema de las vibraciones de torsión y de flexión del eje cigüeñal. Nos limitaremos a presentarlo en sus líneas generales para permitir al lector formar un concepto de la naturaleza del fenómeno y justificar la presencia en muchos motores de dispositivos destinados a reducir los nocivos efectos de las vibraciones de torsión.

XIII. 1. Oscilaciones propias de torsión de un sistema con dos volantes

Consideremos un eje carente de masa (fig. 144) al cual se han ensamblado dos volantes que tienen, respectivamente, momentos de inercia J_1 y J_2.

Sobre el eje se aplica un momento de torsión de una intensidad M, que corresponde con la sección a la que está ensamblado uno de los

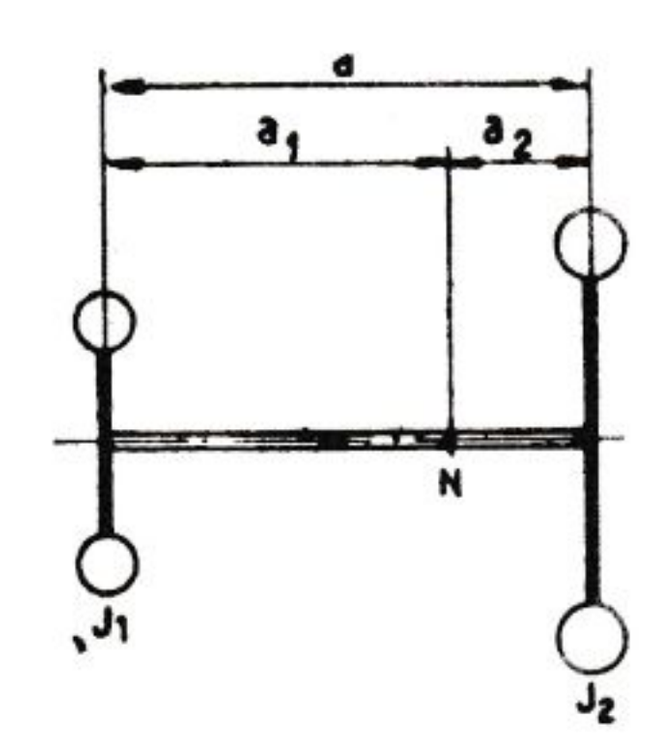


Fig. 144.—Esquema oscilante con dos volantes.

dos volantes, y un momento de torsión de una intensidad $-M$ en correspondencia con la sección a la que está ensamblado el otro volante; tales secciones, por efecto de la torsión a que está sometido el tronco

de eje comprendido entre ellas, resultan giradas la una respecto a la otra un ángulo φ, dado por la expresión

$$\varphi = \frac{M}{R} .$$

en donde, R [1] es la rigidez torsional del tronco sometido a torsión.

Si de improviso faltan los momentos aplicados, los volantes J_1 y J_2 adquieren un movimiento oscilatorio que se llama **oscilación propia del eje.** Estas oscilaciones van disminuyendo por efecto de las resistencias pasivas externas, así como de las internas del tronco de longitud a, las cuales consumen la energía de deformación elástica transformándola en calor, y el sistema se para después de cierto tiempo. Este inconveniente puede evitarse aplicando periódicamente un momento en fase con el movimiento oscilatorio propio del eje; este **momento excitante** está **en resonancia** con la oscilación propia del eje.

Si la energía suministrada al sistema en un cierto período por el momento excitante es igual a la energía disipada en el mismo tiempo, las oscilaciones se mantienen con características constantes; pero si es mayor, las oscilaciones aumentan, las deformaciones crecen y el material termina en deformación permanente o en inevitable rotura.

Las oscilaciones son tanto más rápidas, es decir, se repiten con una frecuencia tanto mayor, cuanto más pequeños J_1 y J_2, y cuanto más elevada sea la rigidez torsional del eje. La fórmula que da la frecuencia con la que se repiten dichas oscilaciones, esto es, la **frecuencia propia de oscilación** del eje, siempre que no existan fuerzas excitatorias ni amortiguadoras, se obtiene fácilmente.

Si con φ_1 y φ_2 indicamos los valores instantáneos de las rotaciones absolutas de los volantes, las aceleraciones angulares instantáneas están, como es sabido, expresadas por

$$\varepsilon_1 = \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2}, \qquad \varepsilon_2 = \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2};$$

y el par de inercia de los volantes, por

$$-J_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2}, \qquad -J_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt_2} .$$

El sistema está en equilibrio dinámico cuando la acción del par de inercia originado por el volante que actúa a una extremidad es igual

---

[1] La fórmula que da la rigidez torsional R de un elemento elástico de longitud a y de sección constante con el momento de inercia polar J_p es: $R = \frac{G J_p}{a}$, en donde G es el módulo de elasticidad a la torsión del material.

a la reacción elástica que se genera como consecuencia de la deformación del elemento de torsión, es decir, cuando

$$-J_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} - R_1 (\varphi_1 - \varphi_2) = 0.$$

Además, condicionado que en cada instante estén en equilibrio los pares aplicados al sistema, es decir, los pares de inercia provocadores de las oscilaciones de los volantes, se puede escribir una segunda ecuación:

$$-J_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} - J_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} = 0,$$

que, unida a la primera, constituye el sistema de las ecuaciones de equilibrio del eje:

$$\begin{cases} -J_1 \dfrac{d^2 \varphi_1}{dt^2} - R_1 (\varphi_1 - \varphi_2) = 0 \\ -J_1 \dfrac{dt^2 \varphi_1}{dt^2} - J_2 \dfrac{d^2 \varphi_2}{dt^2} = 0. \end{cases}$$

Es fácil demostrar que este sistema de ecuaciones admite soluciones del tipo

$$\varphi_I = A_i \cos \Omega_t \, t + B_t \operatorname{sen} \Omega_t \, t.$$

Esto significa que cada uno de los volantes oscila con movimiento armónico de amplitud (en Rad.):

$$\varphi_{oi} = \sqrt{A_i^2 + B_i^2}$$

y frecuencia (en ciclos/seg):

$$\nu_t = \frac{\Omega_i}{2 \pi}.$$

Es evidente que mientras la amplitud de la oscilación es diversa, la frecuencia es la misma para los dos volantes y constituye la *frecuencia propia de oscilación del eje.* Derivando dos veces respecto al tiempo la expresión precedente, obtenemos:

$$\frac{d^2 \varphi_i}{dt^2} = -\Omega_I^2 (A_i \cos \Omega_t \, t + B_i \operatorname{sen} \Omega_t \, t) = -\Omega_I^2 \, i;$$

por ello, el sistema de ecuaciones antes planteado resulta ahora:

$$\begin{cases} J_1 \, \Omega_t^2 \, \varphi_1 - R_1 (\varphi_1 - \varphi_2) = 0 \\ \mathrm{J}_1 \, \varphi_1 + J_2 \, \varphi_2 = 0. \end{cases}$$

Sustituyendo en la primera de estas últimas ecuaciones el valor de φ_2 deducida de la segunda, se obtiene la expresión de la **frecuencia propia:**

$$\nu_1 = \frac{1}{2\,\pi}\sqrt{\frac{J_1 + J_2}{J_1 \cdot J_2}\,R_1}\,.$$

Es importante señalar que en el trayecto comprendido entre dos volantes existe una sección del eje que durante el movimiento oscilatorio no verifica rotación. Tal sección (N de la figura 144) se llama **nodo,** y divide al eje en dos troncos; las secciones pertenecientes a un tronco efectúan oscilaciones en fase con el respectivo volante, y en oposición de fase, con las secciones pertenecientes al otro tronco. La posición del nodo en este caso se determina fácilmente. De la segunda ecuación del sistema de ecuaciones de equilibrio se obtiene el valor de la relación entre las amplitudes de oscilación de los dos volantes:

$$-\frac{\varphi_2}{\varphi_1} = \frac{J_1}{J_2}\,;$$

y como las amplitudes son proporcionales a las distancias al nodo, podemos escribir:

$$\frac{a_1}{a_2} = \frac{\varphi_1}{\varphi_2}\,;$$

y la posición del nodo queda, por lo tanto, definida por la relación

$$\frac{J_1}{J_2} = \frac{a_2}{a_1}$$

Conviene observar que mediante el sistema de ecuaciones de equilibrio del eje no es posible determinar el valor de ambas amplitudes de oscilación φ_1 y φ_2, sino tan sólo su relación. Esto significa que el valor de una de tales amplitudes —por ejemplo, el de φ_1— puede elegirse arbitrariamente, quedando así fijado consecuentemente el valor de la otra.

XIII. 2. Oscilaciones propias de torsión de un sistema con volantes

El sistema vibrante más general se puede representar con n volante (fig. 145) de un momento de inercia J_1, $J_2 \ldots J_n$, unidos por $n-1$ troncos de rigidez R_1, $R_2 \ldots R_{n-1}$; su movimiento es oscilatorio y resulta de la superposición de $n-1$ movimientos parciales de frecuencia diversa: el de frecuencia más baja tiene un nodo; el siguiente, dos,

y así sucesivamente, hasta el movimiento de orden $n-1$, que tiene $n-1$.

Estos $n-1$ movimientos oscilatorios representan todas las posibles *oscilaciones propias* del eje.

La determinación de las frecuencias propias de oscilación se efectúa extendiendo el razonamiento hecho en el caso de un sistema de dos volantes el constituido por varios volantes.

La cigüeña *i-ésima* está en equilibrio cuando la acción del par de inercia que actúa sobre una de las extremidades, generado por los volantes que la preceden, iguala la reacción elástica provocada por la rotación relativa de la extremidad de la cigüeña misma, es decir, cuando

$$-J_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} - J_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} - \ldots - J_i \frac{d^2 \varphi_i}{dt^2} - R_i (\varphi_i - \varphi_{i+1}) = 0.$$

Se pueden escribir tantas ecuaciones de equilibrio análogas a ésta como número de troncos haya, es decir, $n-1$ ecuaciones; la enésima ecuación puede escribirse condicionando que en cada instante están en equilibrio los pares aplicados al eje, a saber, los pares de inercia provocados por las oscilaciones de los n volantes:

$$-J_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} - J_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} - \ldots - J_n \frac{d^2 \varphi_n}{dt^2} = 0.$$

Tenemos, por tanto, un sistema de n ecuaciones con n incógnitas:

$$\left\{ \begin{array}{l} -J_1 \dfrac{d^2 \varphi_1}{dt^2} - R_1 (\varphi_1 - \varphi_2) = 0 \\[2ex] -J_1 \dfrac{d^2 \varphi_1}{dt^2} - J_2 \dfrac{d^2 \varphi_2}{dt^2} - R_2 (\varphi_2 - \varphi_3) = 0 \\[2ex] \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \\[2ex] -J_1 \dfrac{d^2 \varphi_1}{dt^2} - J_2 \dfrac{d^2 \varphi_2}{dt^2} - \ldots - J_{n-1} \dfrac{d^2 \varphi_{n-1}}{dt^2} - R_{n-1} (\varphi_{n-1} - \varphi_n) = 0 \\[2ex] -J_1 \dfrac{d^2 \varphi_1}{dt^2} - J_2 \dfrac{d^2 \varphi_2}{dt^2} - \ldots J_n \dfrac{d^2 \varphi_n}{dt^2} = 0 \end{array} \right.$$

Se puede demostrar que los posibles movimientos oscilatorios de los n volantes son $n-1$ movimientos armónicos que tienen frecuencias ν_{ti}, cada una de las cuales resulta, periódicamente, la misma para todos los volantes. En consecuencia, podemos escribir:

$$\frac{d^2 \varphi_i}{dt^2} = -\Omega^2_t \varphi_i$$

por lo cual obtenemos:

$$\begin{cases} J_1 \Omega_t^2 \varphi_1 - R_1 (\varphi_1 - \varphi_2) = 0 \\ J_1 \Omega_t^2 \varphi_1 + J_2 \Omega_t^2 \varphi_2 - R_2 (\varphi_2 - \varphi_3) = 0 \\ \dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots \\ J_1 \Omega_t^2 \varphi_1 + J_2 \Omega_t^2 \varphi_2 + \dots + J_{n-1} \Omega_t^2 \varphi_{n-1} - R_{n-1} (\varphi_{n-1} - \varphi_n) = 0 \\ J_1 \varphi_1 + J_2 \varphi_2 + \dots + J_n \varphi_n = 0 \end{cases}$$

de donde, ordenando los términos, resulta:

$$\begin{cases} \varphi_2 = \varphi_1 - \dfrac{\Omega^2_t}{R_1} J_1 \varphi_1 \\ \varphi_3 = \varphi_2 - \dfrac{\Omega^2_t}{R_2} J_1 \varphi_1 - \dfrac{\Omega^2_t}{R_2} J_2 \varphi_2 \\ \dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots \\ \varphi_n = \varphi_{n-1} - \dfrac{\Omega^2_t}{R_{n-1}} J_1 \varphi_1 - \dfrac{\Omega^2_t}{R_{n-1}} J_2 \varphi_2 - \dots - \dfrac{\Omega^2_t}{R_{n-1}} J_{n-1} \varphi_{n-1} \\ J_1 \varphi_1 + J_2 \varphi_2 + \dots + J_n \varphi_n = 0. \end{cases}$$

Eliminando sucesivamente las diversas amplitudes, se obtiene una ecuación que resuelve el sistema de grado $n - 1$ en Ω^2_t y que, por ello, suministra $n - 1$ valores reales y distintos de Ω^2_t y, en consecuencia, de ν_t.

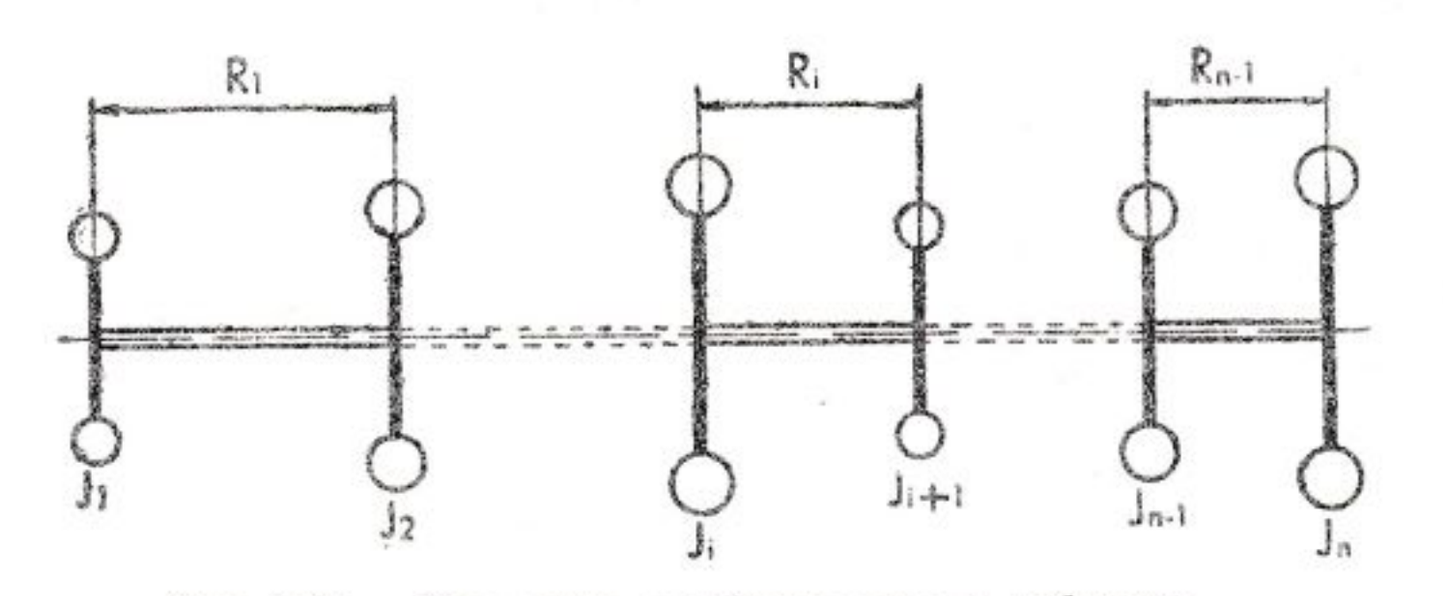


FIG. 145. — Esquema oscilante con n volantes.

Como es notorio, la resolución de las ecuaciones de grado superior al tercero presenta ya notables dificultades, razón por la cual, en el caso de sistemas con un considerable número de volantes, la ecuación resolutiva es prácticamente insoluble por vía directa y, por tanto, hay que determinar las soluciones tentativas.

La determinación de las $n-1$ frecuencias propias puede efectuarse por el siguiente procedimiento:

1) Se elige un valor cualquiera para la amplitud de la oscilación φ_1 del volante J_1 (en general, conviene tomar $\varphi_1 = 1$): también en el caso de un eje con n volantes, el sistema de las ecuaciones de equilibrio del eje admite la elección arbitraria del valor de la amplitud de oscilaciones de uno cualquiera de los volantes.

2) Se fija un valor para la frecuencia ν_t (y, por tanto, para $\Omega_t = 2\pi\nu_t$).

3) De las primeras $n-1$ ecuaciones del sistema anteriormente planteado se obtiene así los valores de las amplitudes de las oscilaciones $\varphi_2, \varphi_3 \ldots \varphi_n$ de los volantes $J_2, J_3 \ldots J_n$.

4) Se sustituyen estos valores en la última ecuación del sistema y se determina el correspondiente a la suma $\sum_{i=1}^{i=n} J_i \varphi_i$.

5) Repitiendo el cálculo descrito para el mismo valor de φ_1 pero distintos valores de ν_t y llevando, en función de Ω_t los correspondientes valores de la suma $\sum_{i=1}^{i=n} J_i \varphi_i$, obtenemos una curva (fig. 146) cuyos puntos de intersección con las abscisas determinan evidentemente los valores de las frecuencias propias del sistema.

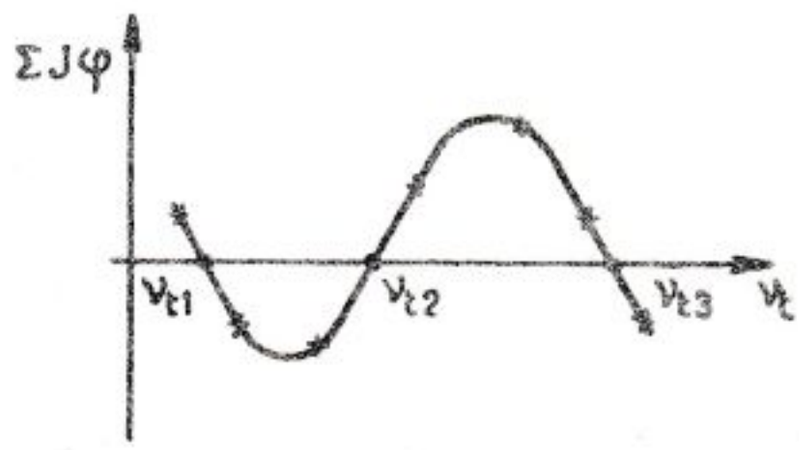


FIG. 146. — Curva de los relieves.

Estas frecuencias se llaman, en razón a su creciente magnitud, **frecuencia del primer orden, frecuencia del segundo orden**, etc., y en sentido correlativo se dice entonces que el eje tiene **un modo de vibración con un nodo, con dos nodos**, etc.; la razón de ello es, sencillamente, que la frecuencia del primer orden está caracterizadas por un solo nodo; la del segundo orden, por dos nodos, etc. Es la práctica es suficiente limitar el cálculo a las pulsaciones de orden inferior (en general, hasta la de tercer orden).

Para cada uno de los $n = 1$ valores a ν_t, así hallados, del sistema

de las ecuaciones de equilibrio se obtiene una serie de valores para las amplitudes de oscilación φ_i de los diversos volantes.

Resulta posible así construir para cada valor de ν_t, la llamada *linea elástica* del sistema oscilante, es decir, el diagrama de las torsiones de las secciones del eje.

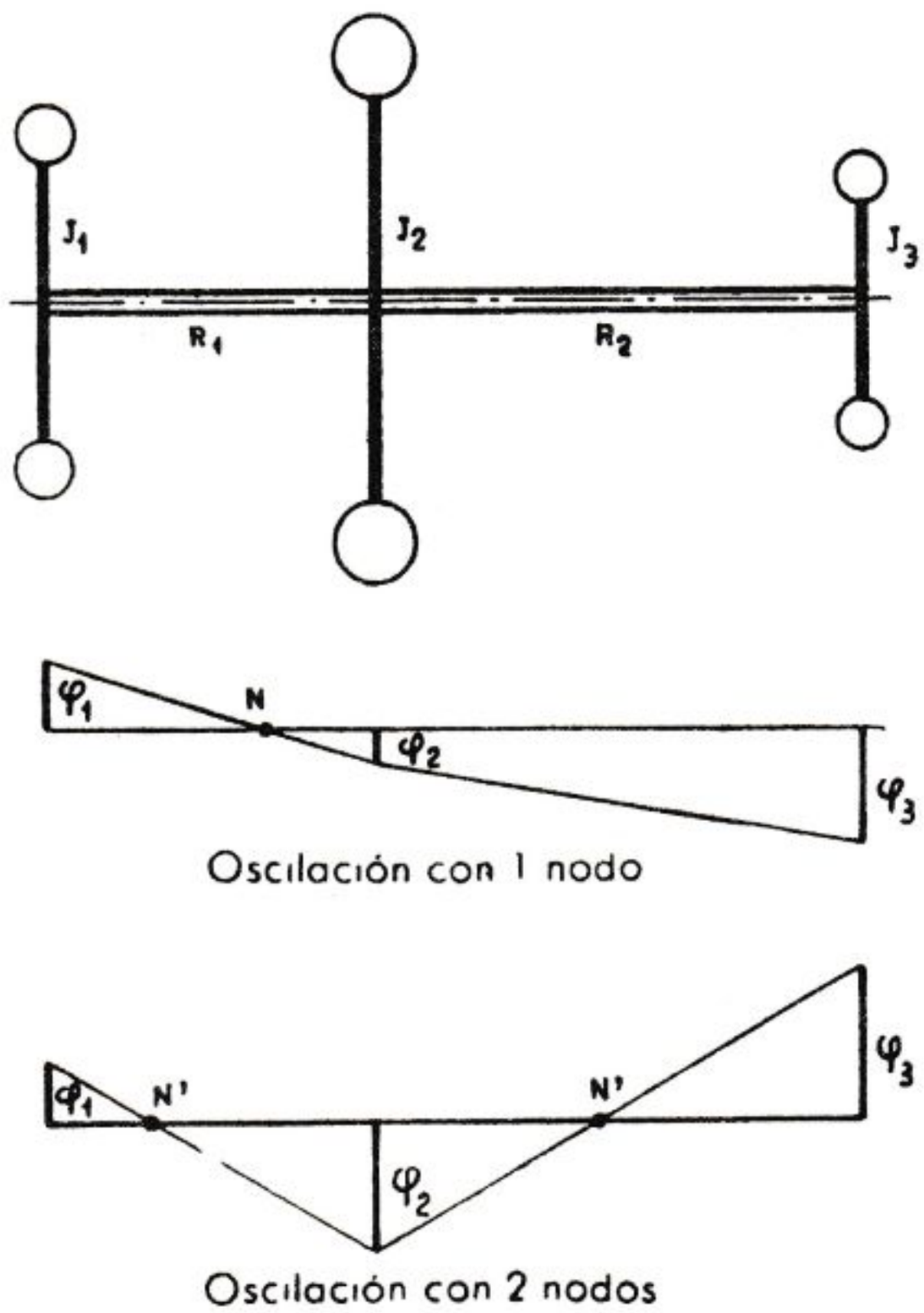


FIG. 147.

Llevando, para cada volante, como ordenada, los valores de su amplitud de oscilación φ_i, y como abscisas, los de la suma de las rigideces torsionales $\sum_{i=I}^{i=i} R_i$ de todos los troncos que, partiendo del primer volante, le preceden, y conjugando con trazos rectilíneos (1) (fig. 147) los puntos así establecidos, se obtiene un diagrama cuyas intersecciones con el eje de las abscisas representan, evidentemente, los nodos del sistema oscilante.

Los nodos tienen fundamental importancia en el estudio de los sistemas oscilantes, porque en los troncos del eje en que están comprendidos, el momento de torsión R_i $(\varphi_i - \varphi_{i+1})$ alcanza su valor máximo cuando la línea elástica presenta la máxima inclinación y, por tanto, se producen las solicitaciones más peligrosas.

XIII. 3. Oscilaciones de torsión del eje cigüeñal

Las consideraciones expuestas en el párrafo anterior y válidas para un eje ideal carente de masa, de sección constante y con un número cualquiera de volantes, se pueden hacer extensivas fácilmente a un eje cigüeñal, pero es necesario tener presente que este último está do-

(1) En efecto, el diagrama de las rotaciones de las secciones de un tronco del eje, comprendido entre dos volantes sucesivos y sometido a torsión, es rectilíneo.

tado de una masa distribuida [1] de un modo no uniforme; que su sección no es constante, y, en fin, que cuando se aplica al eje un momento de torsión, ciertos elementos —como, por ejemplo, las manivelas—, además de por la torsión, están solicitados por la flexión.

Por tanto, es necesario sustituir el eje cigüeñal por un eje ideal que le sea en todo equivalente desde el punto de vista de las oscilaciones de torsión. Por medio de secciones normales al eje de rotación subdividimos el eje cigüeñal en un número n bastante considerable de partes (véase, como referencia, la figura similar 152), y en cada una de éstas determinamos primero la posición del baricentro, después la rotación relativa que verifica una sección recta, por efecto de un momento de torsión M aplicado al eje.

Podemos así sustituir el eje cigüeñal por un eje ideal sin masa, de sección constante y con un número de volantes igual al de las partes en que ha sido dividido el eje real.

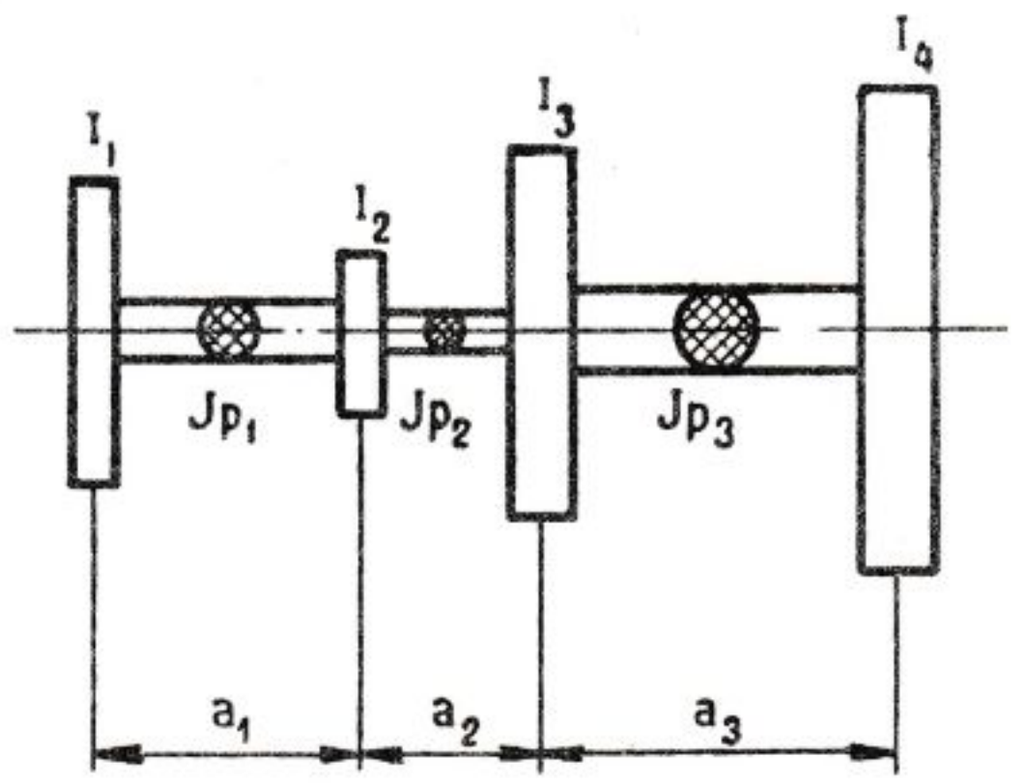


FIG. 148. — Esquema de un eje oscilante torsionalmente.

Cada uno de estos volantes sustituye, por tanto, a una de dichas partes y debe, por ello, tener no sólo la misma masa y el mismo momento de inercia de ésta (*reducción de las masas*), sino también efectuar, cuando el eje equivalente le sea aplicado el momento de torsión M, una rotación igual a la que realiza la sección baricéntrica de la parte sustituida. De esta última condición, evidentemente necesaria para la equivalencia de los dos ejes, resultan determinados los valores de la rigidez de los troncos de eje ideales que unen los diversos volantes; y, por tanto, escogiendo arbitrariamente el valor del momento de inercia J'_p de la sección (por ejemplo, igual al de la sección del perno de bancada del eje cigüeñal), la longitud a' de tales troncos **(reducción de las longitudes)**. Consideraremos, por tanto, la rotación relativa ϑ experimentada por la sección baricéntrica de dos trozos sucesivos de eje cigüeñal, cuando el elemento que los une esté sometido a torsión o bien a presión.

En el primer caso, indicando por a la longitud y por J_p el momento

---

[1] Recordamos que las masas que entran en juego en las oscilaciones de torsión de un eje cigüeñal son las del propio eje, las de las partes rotativas de la biela, las correspondientes a la mitad de las partes alternativas, las del volante motor y de la hélice y, por último, las de los órganos accionados por el eje motor mediante engranajes, estas últimas multiplicadas por el cuadrado de la relación de transmisión.

de inercia polar (supuesto constante) de tales elementos, tendremos (figura 148):

$$\vartheta_1 = \frac{M\,a}{G\,J_p}.$$

Para que se igualen las rotaciones, la longitud a_1' del correspondiente tronco del eje ficticio debe satisfacer la siguiente relación:

$$\frac{M\,a'_1}{G\,J'_p} = \frac{M\,a}{G\,J_p};$$

de donde obtenemos:

$$a_1' = a\,\frac{J'_p}{J_p}.$$

En el segundo caso, indicando por r la longitud y por J_f el momento de inercia de flexión (supuesto constante) de tal elemento, resulta:

$$\vartheta_2 = \frac{M\,r}{E\,J_f}.$$

Para que se igualen las rotaciones, la longitud a_2' del correspondiente tronco del eje ficticio debe satisfacer la siguiente relación:

$$\frac{M\,a'_2}{G\,J'_p} = \frac{M\,r}{E\,J_f}.$$

de la cual obtenemos:

$$a'_2 = r\,\frac{G\,J'_p}{E\,J_f}.$$

Efectuada así la transformación del eje cigüeñal en un eje ficticio equivalente a la torsión, es posible calcular los $n-1$ valores de su frecuencia propia y construir las $n-1$ líneas elásticas relativas.

XIII. 4. Excitación de las oscilaciones de torsión del eje cigüeñal

Durante el funcionamiento está aplicado al eje cigüeñal un par motor que, como hemos visto en los capítulos precedentes, varía periódicamente y es, por tanto, causa de excitación de las oscilaciones de torsión del eje.

La frecuencia ν con la cual varía el par motor está dada en ciclos/segundo por la relación

$$\nu = \frac{n}{60}\,\frac{360}{180\;h/i} = \frac{n\,i}{30\;h},$$

en donde, n representa el número de r.p.m., e i el de los cilindros del motor, mientras h alcanza, como es sabido, el valor de 4 si el motor es de 4 tiempos, y el de 2 si es de 2 tiempos.

Al ser una función periódicamente variable, el par motor se puede expresar como suma de diversas armónicas cuyas frecuencias son, respectivamente, ν, $2\,\nu$, ... $K\,\nu$.

Cuando la frecuencia de una de estas armónicas coincide con una de las frecuencias propias del eje cigüeñal, se produce resonancia entre las excitaciones y las vibraciones propias del eje.

Se llama *número crítico de revoluciones* n_c del motor aquel para el cual se verifica esta condición. Los valores de los diversos n_c se obtienen, por lo expuesto anteriormente, igualando la frecuencia de una *K-ésima* armónica del par motor a una de las frecuencias propias del eje, es decir:

$$K\,\frac{n_c\,i}{30\,h} = \nu_t\,;$$

de donde,

$$n_c = \frac{30\,h\,\nu_t}{K\;i}\,.$$

Naturalmente, las velocidades críticas más peligrosas son las correspondientes a la armónica de primer orden ($k = 1$), por cuanto, generalmente, ésta es la armónica de mayor amplitud.

De cuanto hemos explicado se deduce que el peligro de resonancia será tanto menor cuanto más rígido sea el eje, porque la frecuencia de las oscilaciones propias es más elevada, y cuanto más bajo sea el número de cilindros por ser más baja la frecuencia del momento excitante. Así, ocurre que, por lo regular, no se encuentran en condiciones de resonancia los motores de 4 cilindros aún algo veloces, lo que es fácil suceda para un número de cilindros superior, por efecto de la concomitancia de las dos causas citadas.

En la práctica han de tomarse en consideración las oscilaciones propias del eje cuyas frecuencias dan, según la fórmula estudiada, velocidad n_c comprendida en el campo de giro de utilización del motor.

XIII. 5. Medios para amortiguar las oscilaciones de torsión

Puede darse el caso de que un eje, funcionando a una velocidad crítica, resista sin romperse durante cierto tiempo, porque la energía suministrada por el momento excitante es absorbida por el trabajo de deformación del material. Sin embargo, estando sometido a un esfuerzo de fatiga, termina por romperse igualmente, tarde o temprano. Para remediarlo es necesario que un órgano adecuado absorba la energía que debe ser consumida. Éste es el objeto de los amortiguadores de vi-

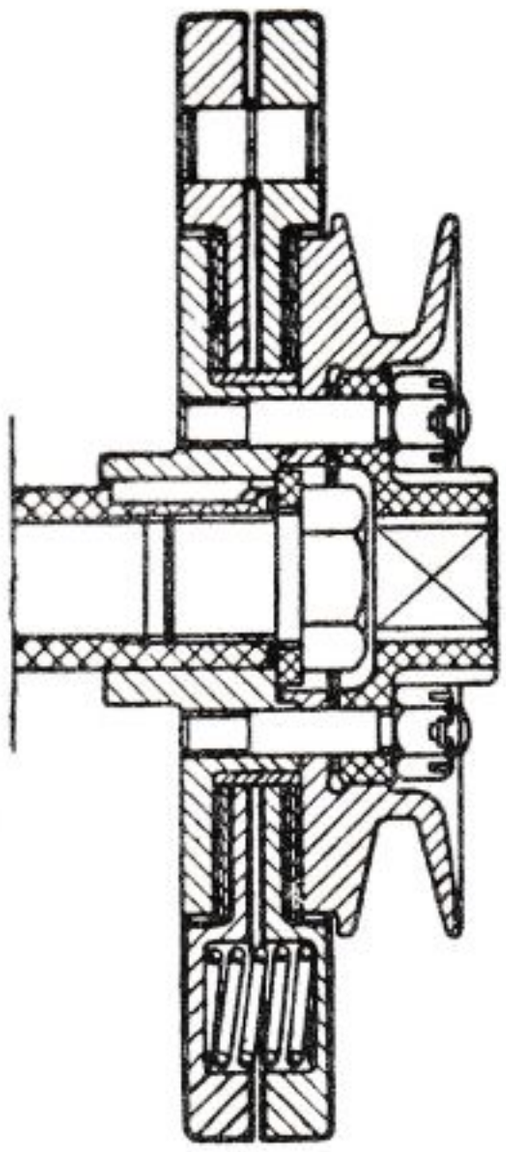


FIG. 149. — Amortiguador a fricción de vibraciones torsionales.

braciones torsionales, funcionando por fricción, muy usados en los motores para autovehículos, de los cuales se representa un modelo en la figura 149. Están constituidos por un volante arrastrado en rotación por un acoplamiento de fricción; el volante tiende a girar con velocidad constante de rotación a causa de su elevado momento de inercia y, por ello, frena por medio de la fricción las eventuales oscilaciones del eje.

Hay otros amortiguadores que funcionan en virtud de otro principio y son usados con preferencia en aeronáutica. Un tipo de ellos se representa en la figura 150. Las masas que forman parte del contrapeso se acoplan al eje pendularmente; el péndulo se calcula de forma que tenga el mismo período de oscilación que aquella que debe ser amortiguada. Solicitado a moverse, sus oscilaciones están en oposición con las del momento excitante, que resulta así amortiguado.

Hacemos observar que, mientras los amortiguadores de fricción disipan por roce la energía en exceso, los de péndulo la almacenan durante una fase para restituirla en el curso de la fase sucesiva, por lo cual puede decirse que funcionan como un volante particular. Además, mientras los de fricción son capaces de amortiguar una elevada gama de os-

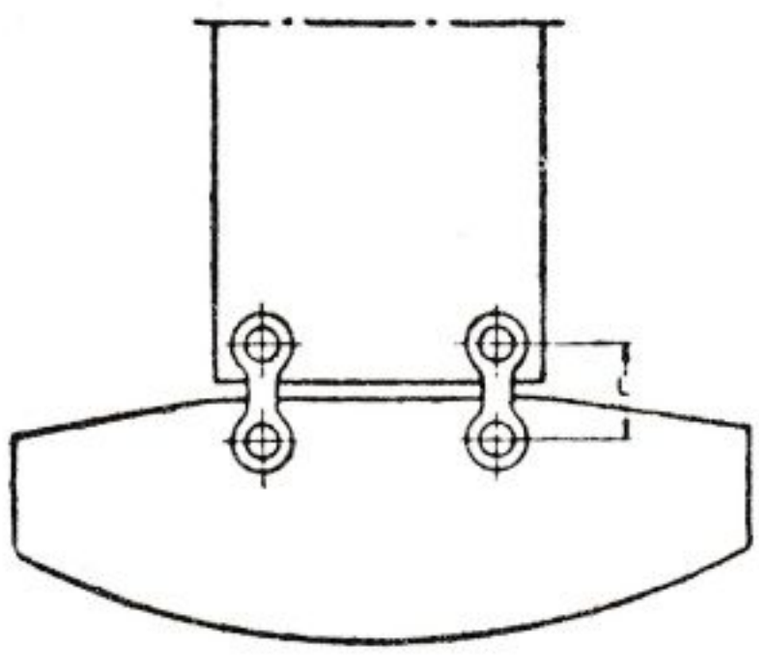


FIG. 150. — Contrapeso pendular.

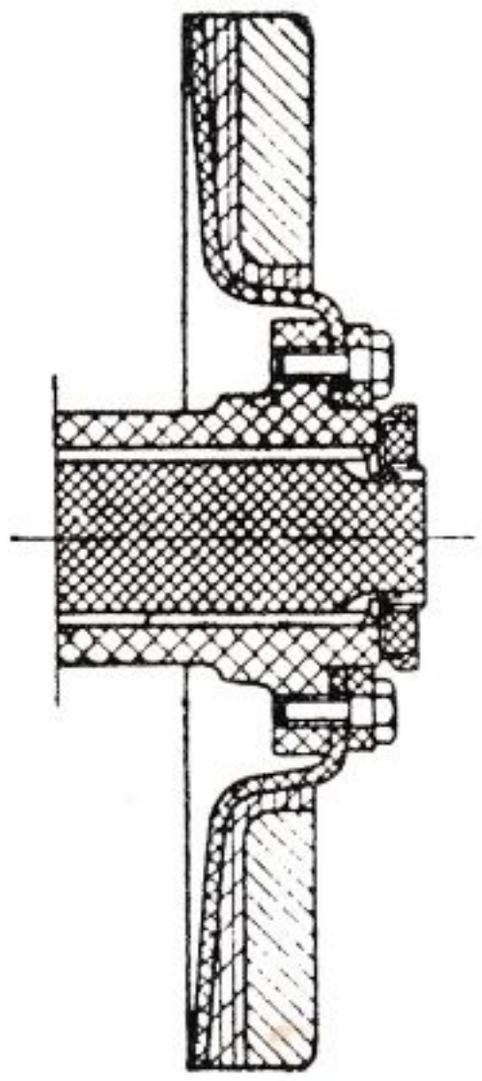


FIG. 151. — Amortiguador de goma.

cilaciones, los de péndulo no amortiguan sino una sola, pero de un modo más eficaz.

Hay amortiguadores constituidos por volantes que se acoplan al eje mediante goma (fig. 151) o un producto viscoso (aceite con silicona), los cuales funcionan aprovechando ambos principios, dadas las características simultáneas de elasticidad e histéresis de la goma.

XIII. 6. Oscilaciones propias de flexión del eje cigüeñal

En los motores veloces, particularmente en aquellos cuyo eje motor dispone de un número reducido de apoyos, suelen producirse con frecuencia diversas oscilaciones de flexión de cierta importancia en el eje cigüeñal, en especial respecto a las del primer orden. Si tal frecuencia propia tiene un valor más bien bajo, ocurre que en los regímenes comprendidos en el campo de utilización del motor hay resonancias con las armónicas del ciclo motor de orden inferior y, por tanto, de amplitud no despreciable. En estas condiciones pueden sobrevenir intensas deformaciones con notables inconvenientes, tales como el rápido deterioro de los cojinetes y hasta la rotura del eje.

Sirviéndonos de un ejemplo, ilustramos a vuela pluma un sistema que permite valorar la frecuencia propia de primer orden de las oscilaciones de flexión de un eje cigüeñal. El sistema seguido presupone simplificaciones no rigurosamente válidas, pero que no anulan en lo substancial el procedimiento.

El eje de cigüeñales en examen es el de un motor de 4 tiempos con 2 cilindros en línea (fig. 152) en análoga semejanza con lo efectuado para las oscilaciones de torsión. Cabe imaginar al eje como una viga de varias masas concentradas y unidas por tramos de rigidez flexional constante (1), y simplemente apoyada sobre sus soportes. En nuestro ejemplo, el eje está dividido en doce tramos de rigidez flexional constante y con masas concentradas en los puntos 1, 2, 3, 4, 5. El peso P_1, concentrado en el punto 1, es la suma de los pesos del brazo corto y del contrapeso (2). El Peso P_2, concentrado en el punto 2, es la suma de los pesos del perno de biela, de las partes rotativas de biela y de la mitad de las partes en movimiento alterno de un cilindro; es necesario tomar en consideración estas partes por cuanto participan también en

(1) Naturalmente, la rigidez está tomada en el plano en que es mínima la rigidez flexional del eje; en nuestro ejemplo, este plano es aquel en que está diseñado el eje en la figura 152.

(2) Como ocurre generalmente para los contrapesos, las masas distantes del eje neutro del cigüeñal experimentan durante la deformación corrimientos mayores que los de los puntos en que se consideran concentradas las mismas masas; es necesario tenerlo en cuenta aumentando tales masas según el cuadrado de la relación entre el corrimiento efectivo de las masas y el corrimiento del punto de concentración.

el movimiento vibratorio del eje. El peso P_3, concentrado en el punto 3, representa el peso del brazo largo. Por simetría, P_1 resulta igual a P_5, y P_2, igual a P_4.

Considerando el sistema oscilante en régimen de vibración libre y sin fuerzas amortiguadoras, se consigue fácilmente determinar la frecuencia propia basándose sobre la conocida igualdad entre el valor máximo que puede alcanzar la energía cinética E_c de las masas en su movimiento oscilatorio y el valor máximo que puede adquirir la energía potencial E_p acumulada por la viga al deformarse. La deformación elástica del eje en régimen de vibración libre se supone similar a la que se produce estáticamente por efecto de las cargas P_1, P_2, P_3, P_4 y P_5, y está definida por las flechas f, indicadas en la figura 152, las cuales pueden obtenerse por métodos gráficos corrientes o bien analíticamente (1). Como la igualdad es válida para cualquier valor de la amplitud máxima de oscilación, por simplicidad referimos la expresión de aquella energía a la deformación estática.

La energía potencial máxima que representa el trabajo almacenado por las fuerzas elásticas de la viga al pasar de la deformación nula, correspondiente a la carga cero, a la deformación definida por la flecha f, relativa a las cargas P, vale ahora:

$$E_{pmax} = \Sigma \tfrac{1}{2} P f = \tfrac{1}{2} (P_1 f_1 + P_2 f_2 + P_3 f_3 + P_4 f_4 + P_5 f_5).$$

La energía cinética máxima, que representa el trabajo realizado por las fuerzas de inercia de la viga al pasar por la posición de flecha

---

(1) Por ejemplo, analíticamente, aplicando el teorema de Castigliano, podemos obtener la flecha en el punto de aplicación de la carga P originada por la deformación de uno cualquiera de los tramos de sección constante por efecto de todas las cargas que actúan sobre el eje. Así, para el primer tramo, y con respecto al punto 1 de aplicación de P_1, tendremos:

$$f_{(1-I)} = \int_0^{l_I} \frac{M_f}{E J_I} \frac{dM_f}{dP_1} dx;$$

M_f = momento de flexión, en función de x que actúa sobre la sección genérica.
x = distancia al apoyo de la sección genérica.
E = módulo de elasticidad del material del eje.
J_I = momento de inercia de la sección del tramo I.
l_I = longitud del tramo I.

La flecha total en I estará dada por la suma de las flechas que resultan en I debido a las deformaciones de los diversos trozos de viga, esto es:

$$f_1 = {}_{(1I)} + f_{(1II)} + \dots + f_{(1n)} + \dots + f_{(1XII)}.$$

Por la simetría señalada anteriormente, las flechas en 5 serán iguales a las flechas en 1. Análogamente, para los puntos 2 y 4 las flechas serán:

$$f_2 = f_4 = f_{(2I)} + f_{(2II)} + \dots + f_{(2XII)};$$

mientras que en el punto 3 tendremos:

$$f_3 = f_{(3I)} + f_{(3II)} + \dots + f_{(3XII)}.$$

máxima f, en la cual es nula la velocidad, a la posición de flecha nula, donde se alcanza la velocidad máxima (1), vale:

$$E_{cmax} = \Sigma \, \tfrac{1}{2} \, (P/g) \, v^2{}_{max} = \Sigma \, \tfrac{1}{2} \frac{P}{g} f^2 \, \Omega_f^2.$$

Igualando las dos expresiones de E_{pmax} y E_{cmax} obtenemos el valor de

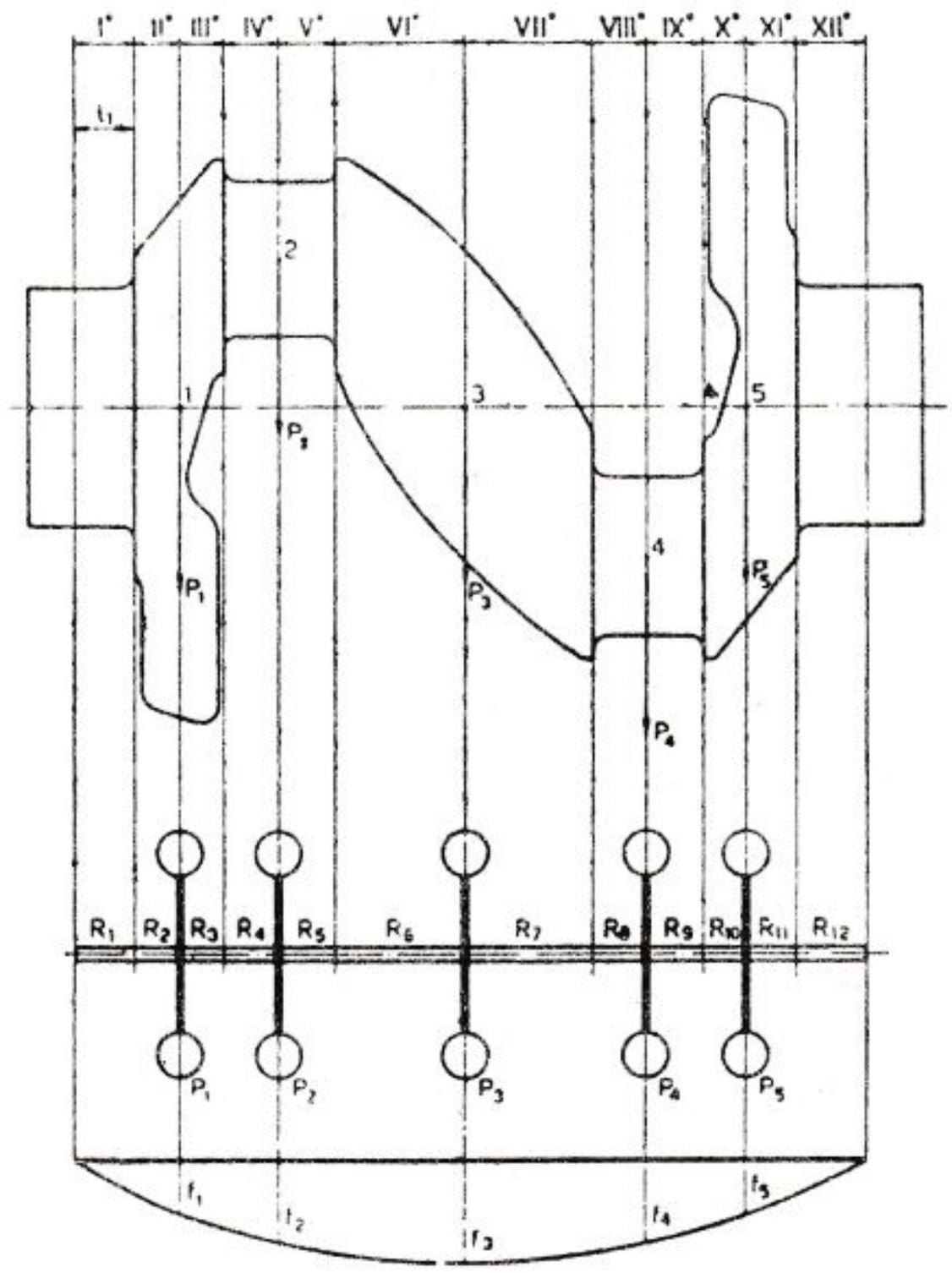


FIG. 152. — Esquema del eje motor y viga equivalente para el cálculo de la frecuencia propia de flexión.

(1) En el movimiento oscilatorio sinusoidal de la viga, el valor s de la deformación en un instante genérico t vale:

$$s = f \; sen \; (\Omega_f \; t),$$

de frecuencia:

$$\nu = \frac{\Omega_f}{2\,\pi};$$

la velocidad correspondiente resulta:

$$v = ds/dt = f \, \Omega_f \; cos \; (\Omega_f \; t);$$

y para $\Omega_f \; t = 0, \pi, 2\,\pi$, etc., siendo $\cos \, (\Omega_f \; t) = 1$, alcanza el valor máximo:

$$v_{max} = f \, \Omega_f.$$

la frecuencia propia:

$$\nu_f \div \frac{1}{2\,\pi}\sqrt{\frac{g\,(P_1 f_1 + P_2 f_2 + P_3 f_3 + P_4 f_4 + P_5 f_5)}{g\,(P_1 f_1^2 + P_2 f_2^2 + P_3 f_3^2 + P_4 f_4^2 + P_5 f_5^2)}}\,.$$

Con objeto de que las solicitaciones y deformaciones producidas por las excitaciones de las armónicas del ciclo del motor sean mantenidas entre valores admisibles, es necesario que la frecuencia propia del sistema no descienda a valores tales que el eje resulte en resonancia (en el campo de funcionamiento del motor) con armónicas de orden inferior al décimo del giro (por tanto, para el ciclo de 4 tiempos será el vigésimo sobre el ciclo). Es decir:

$$\frac{\Omega_f}{\omega_{max}} > 10,$$

en donde ω_{max} es la velocidad angular máxima del motor.

PROBLEMA N.º 1. — *Determinar la frecuencia propia de oscilación de torsión del primer orden y la velocidad crítica fundamental del eje cigüeñal de un motor de 4 tiempos y 12 cilindros contrapuestos, cuyo campo de funcionamiento está comprendido entre 800 y 1.500 r.p.m.*

El eje que hemos de tomar en consideración es el que se representa en el esquema de la figura 153, en la cual aparece delineado también el sistema oscilante reducido cuyos datos principales son:

Momento de inercia del volante motor. $J_1 = 95{,}3$ kgcm².
Momento de inercia de las masas alternas y rotativas de una cigüeña ..... $J_2 = \ldots = J_7 = 9{,}15$ kgcm².
Momento de inercia del volante del extremo ..... $J_8 = 1{,}69$ kgcm².
Rigidez en la extremidad del lado del volante ..... $R_1 = 69{,}8 \cdot 10^6$ kgcm/rad.
Rigidez de la cigüeña ..... $R_2 = \ldots = R_6 = 56{,}4 \cdot 10^6$ kgcm/rad.
Rigidez en la extremidad del lado anterior ..... $R_7 = 9{,}7 \cdot 10^6$ kgcm/rad.

El sistema de ecuaciones de equilibrio dinámico es (véase párrafo XIII. 2):

$$\begin{cases} \varphi_2 = \varphi_1 - \dfrac{\Omega^2}{R_1}\, J_1\, \varphi_1 \\[2ex] \varphi_3 = \varphi_2 - \dfrac{1}{R_2}\,(\Omega^2\, J_1\, \varphi_1 + \Omega^2\, J_2\, \varphi_2) \\[2ex] \varphi_8 = \varphi_7 - \dfrac{1}{R_7}\,(\Omega^2\, J_1\, \varphi_1 + \ldots + \Omega^2\, J_7\, \varphi_7) \\[2ex] J_1\, \varphi_1 + J_2\, \varphi_2 + \ldots + J_8\, \varphi_8 = 0. \end{cases}$$

Efectuamos el cálculo de la frecuencia propia, según el procedimiento indicado en el párrafo de referencia, y lo ordenamos en una tabla similar a la que indicamos a continuación, a título de ejemplo:

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Volante	J	ν	$J\ \Omega^2$	φ	$J\ \Omega^2\ \varphi$	$\Sigma\ J\ \Omega^2\ \varphi$	R	$\dfrac{\Sigma\ J\ \Omega^2\ \varphi}{R}$

Fijamos una ν de ensayo y calculamos la columna 4; después, las columnas 6, 7 y 9 en correspondencia con el primer volante, habiendo puesto $\varphi_1 = 1$. Pasamos a la rotación del segundo volante, sustrayendo de la φ precedente la cantidad calculada en el 9; de modo análogo determinamos las rotaciones de los volantes sucesivos; si la ν de ensayo es, efectivamente, la frecuencia propia, la columna 7 se anula en correspondencia con el último volante.

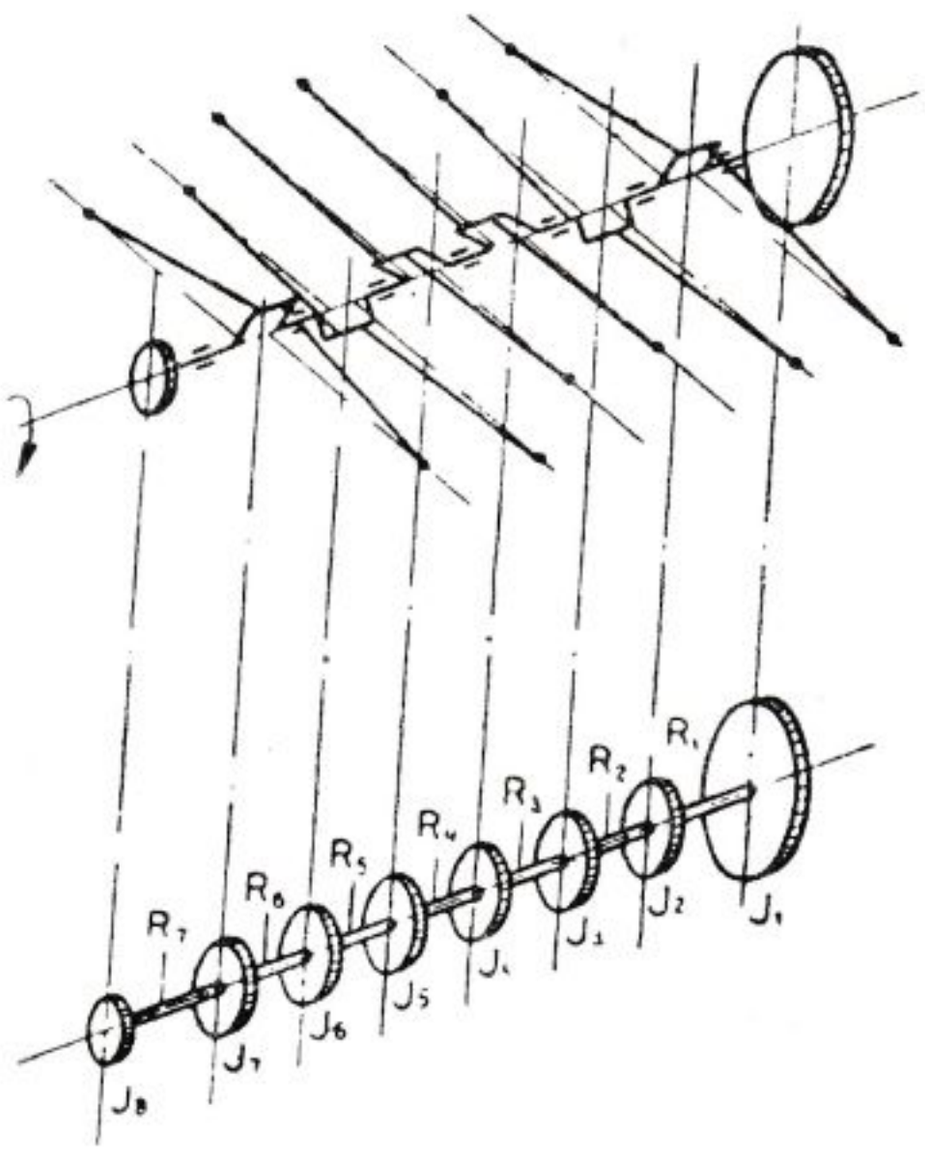


FIG. 153.

En el caso considerado, la frecuencia del primer orden resulta:

$$\nu \cong 115 \text{ ciclos/l.}$$

Recordando que $\Omega = (2\ \pi)/T$, la velocidad crítica fundamental (véase párrafo XIII. 4) está expresada por

$$n_c = \frac{30 \cdot h \cdot \nu}{k \cdot i} = \frac{30 \cdot 4 \cdot 115}{1 \cdot 12} = 1150 \text{ r. p. m.}$$

La velocidad crítica fundamental cae dentro del campo de funcionamiento del motor y es, por tanto, necesario recurrir a un medio que proteja el eje contra los efectos de esta resonancia.

CAPÍTULO XIV

LA DISTRIBUCIÓN

XIV. 1. Introducción

La duración de las fases del ciclo depende de los tiempos de abertura de los orificios de paso del fluido, abiertos en las paredes de la cámara de combustión (4 tiempos) o en las del cilindro (2 tiempos).

En los **motores de 4 tiempos,** la abertura y el cierre de los orificios puede lograrse, además de con el sistema de **válvulas de plato,** por medio de **correderas** que se deslizan en el cilindro, o con **distribuidores rotativos** montados, por lo general, en la culata.

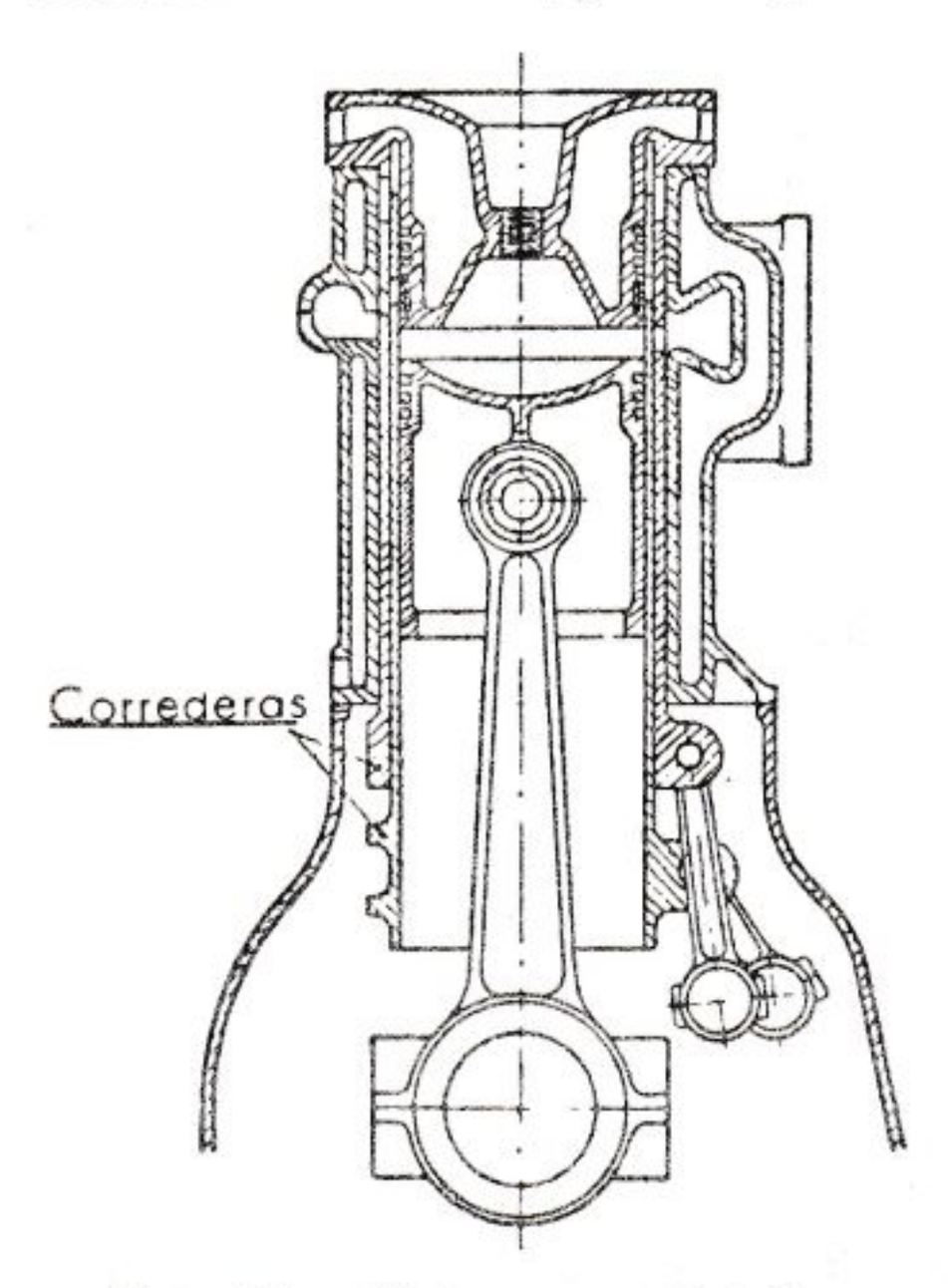


FIG. 154. — Motor con distribución por corredera (Knight).

En los **motores de 2 tiempos** de tipo más simple, los orificios son abiertos y cerrados por el mismo pistón que funciona como órgano distribuidor; en los más complejos se emplean una o más válvulas de plato para el escape.

Por lo que respecta a la distribución con **correderas** o con **distribuidores rotativos,** nos limitamos a ilustrar en forma esquemática tres soluciones típicas en las figuras 154, 155 y 156. El desarrollo del cálculo relativo puede efectuarse con la pauta que seguiremos con minucioso pormenor para las válvulas y su accionamiento, y será de fácil ejecución para los profesionales técnicos.

Damos a continuación un resumen de las ventajas e inconvenientes de estos sistemas.

Ventajas:

a) En el caso de distribuidor rotativo se han eliminado los órganos dotados de movimiento alterno y, por ello, existe, teóricamente, la posibilidad, desde el punto de vista mecánico, de alcanzar muy elevado número de revoluciones sin encontrar los inconvenientes originados por la fuerza de inercia de las válvulas y las piezas a ellas ligadas (trepidaciones, ruido, etc.).

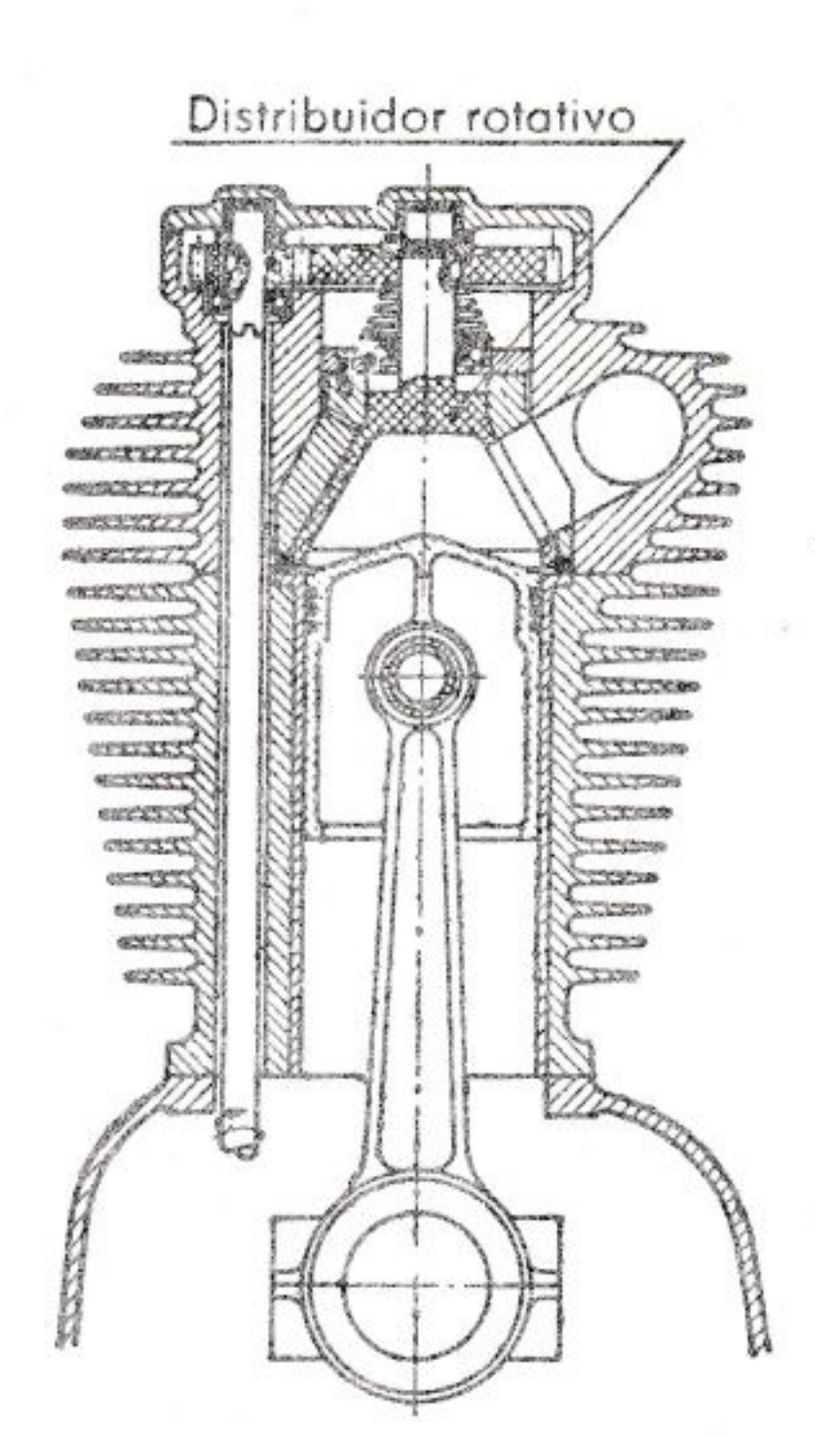


FIG. 155. — Motor con distribuidor rotativo (Aspin).

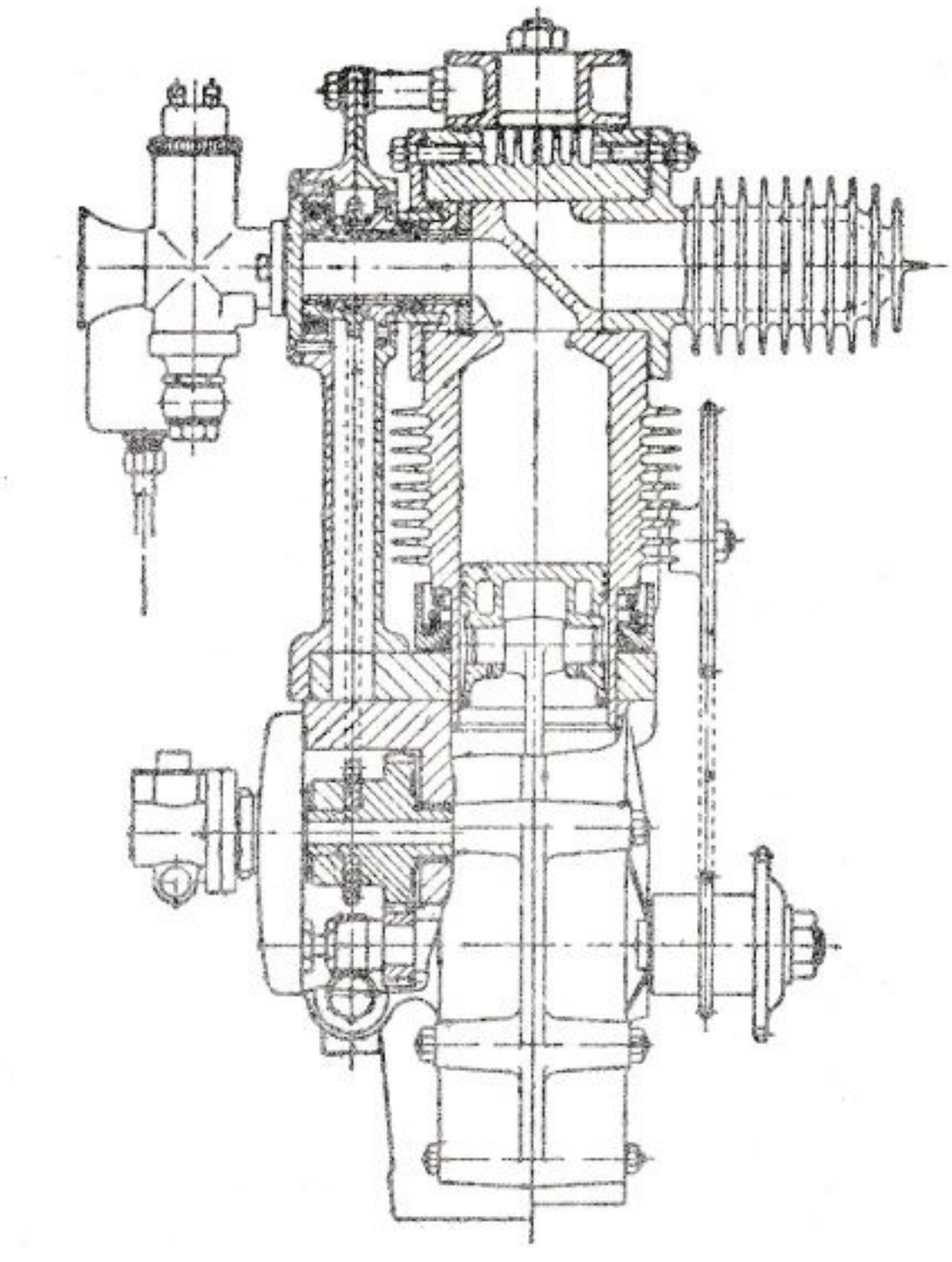


FIG. 156. — Motor con distribuidor cilíndrico rotativo (Cross).

b) Silencioso funcionamiento mecánico.

c) Posibilidad de obtener formas de alto rendimiento térmico para la cámara de combustión al no mediar exigencias por efecto de la colocación de las válvulas.

Inconvenientes:

a) Dificultad en la estanqueidad.

b) Dificultad en la refrigeración y lubricación de los distribuidores y correderas.

c) Dificultad en la refrigeración del pistón en el caso de la distribución por correderas.

d) Dificultad en el arranque a causa del roce entre las grandes superficies deslizantes.

e) Escaso rendimiento mecánico.

Hasta ahora, las dificultades de carácter mecánico no han permitido la difusión de los sistemas de distribución por correderas o distribuidores rotativos.

XIV. 2. Funcionamiento de las válvulas. Disposición y esquemas de accionamiento

En la figura 157 se indica el esquema de montaje de una válvula en su forma más simple y común.

La válvula está compuesta de dos partes: la **cabeza o plato,** que sirve para cerrar el orificio de paso, y la **caña,** que sirve para guiar el movimiento y para transmitir a la cabeza la carga del muelle de retenida.

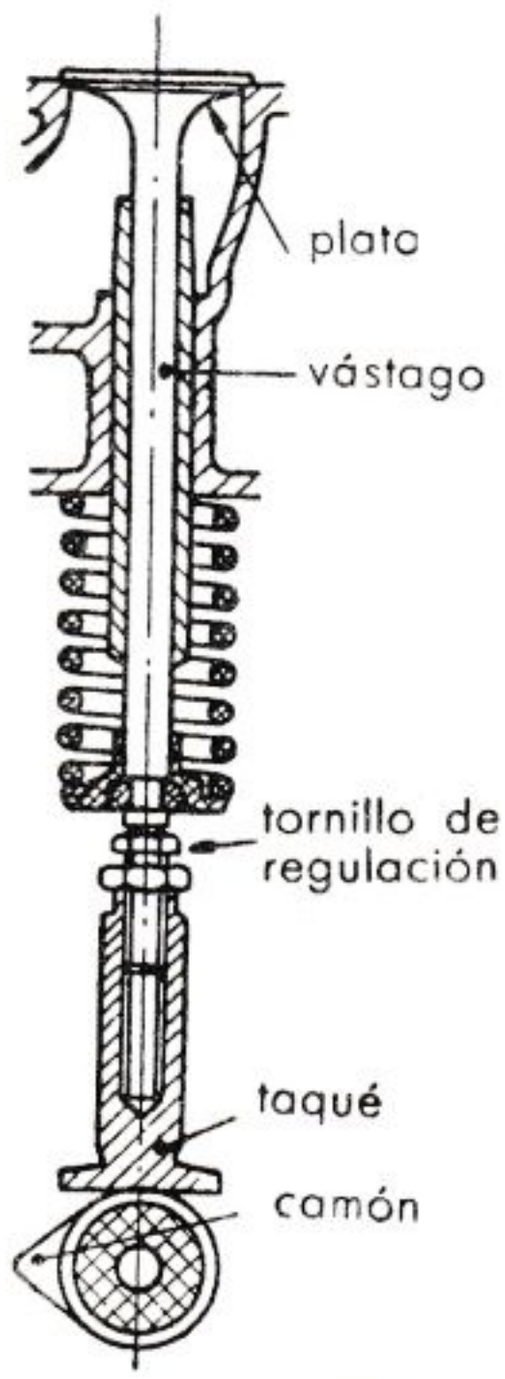


FIG. 157.—Accionamiento de la válvula.

La estanqueidad se realiza, por regla general, por medio de una superficie tronco-cónica labrada en la periferia del plato; esta superficie se apoya sobre un asiento de conicidad ligeramente más pequeña que la de la válvula para asegurar la estanqueidad con el desgaste. La válvula se abre desviándose hacia el interior de la cámara de combustión; y ello favorece la estanqueidad, puesto que la presión de los gases se opone a su abertura.

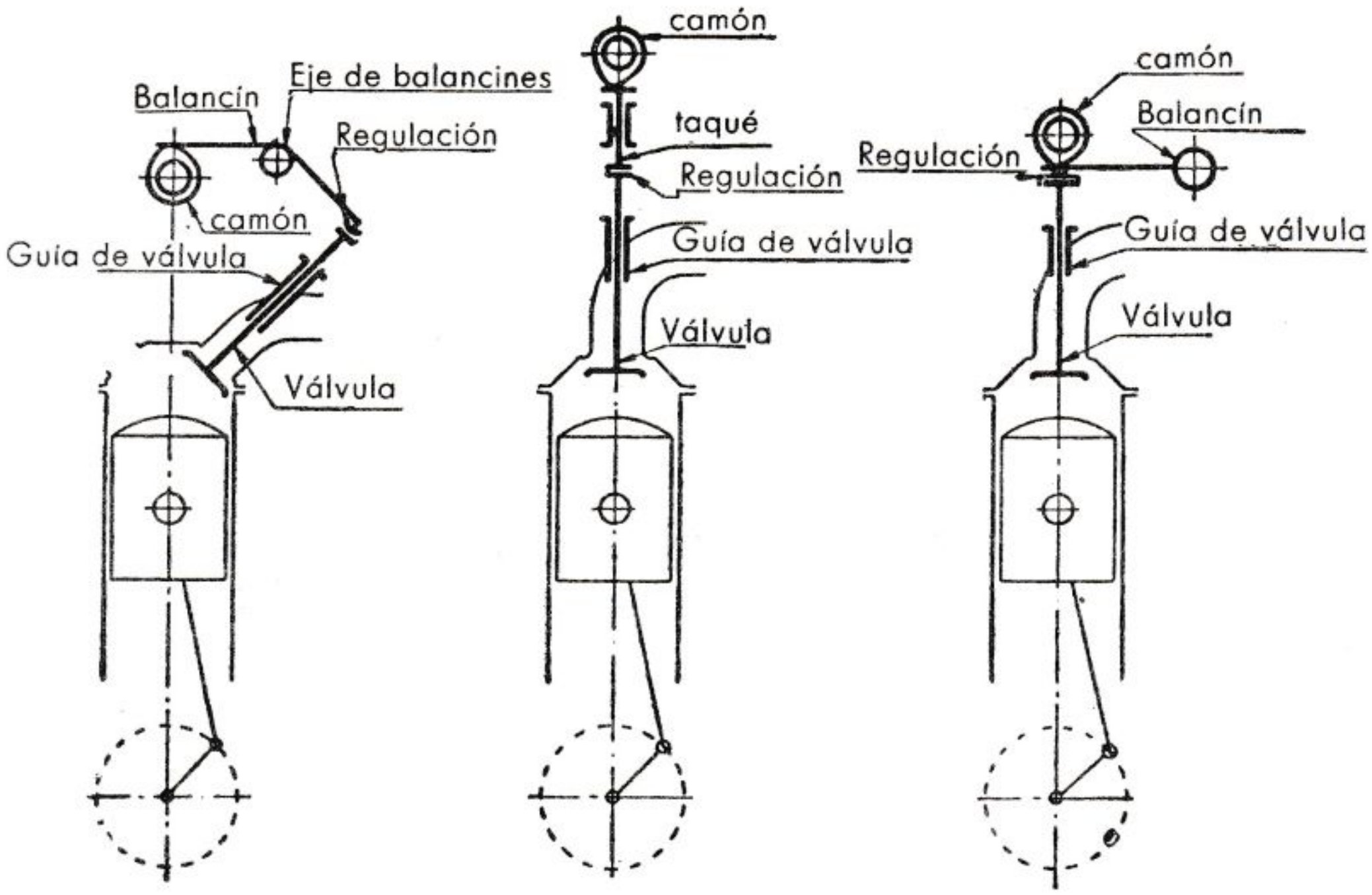
El desplazamiento completo o recorrido total que efectúa la válvula desde su posición de cierre hasta la de abertura, durante la primera fase de su movimiento alternante, se denomina **alzada,** la cual se logra a su debido tiempo por medio de un camón que gira arrastrado por el eje motor. El camón transmite el movimiento alterno a la válvula casi siempre por medio de órganos intermedios que, en el caso más simple, se reduce a un **taqué,** esto es, a un empujador interpuesto entre camón y válvula, el cual sirve, además de órgano de regulación del huelgo, para soportar el esfuerzo lateral generado por el camón.

Las válvulas se denominan **laterales** cuando están dispuestas en sentido lateral al cilindro, y **en culata,** cuando están dispuestas sobre el cilindro mismo.

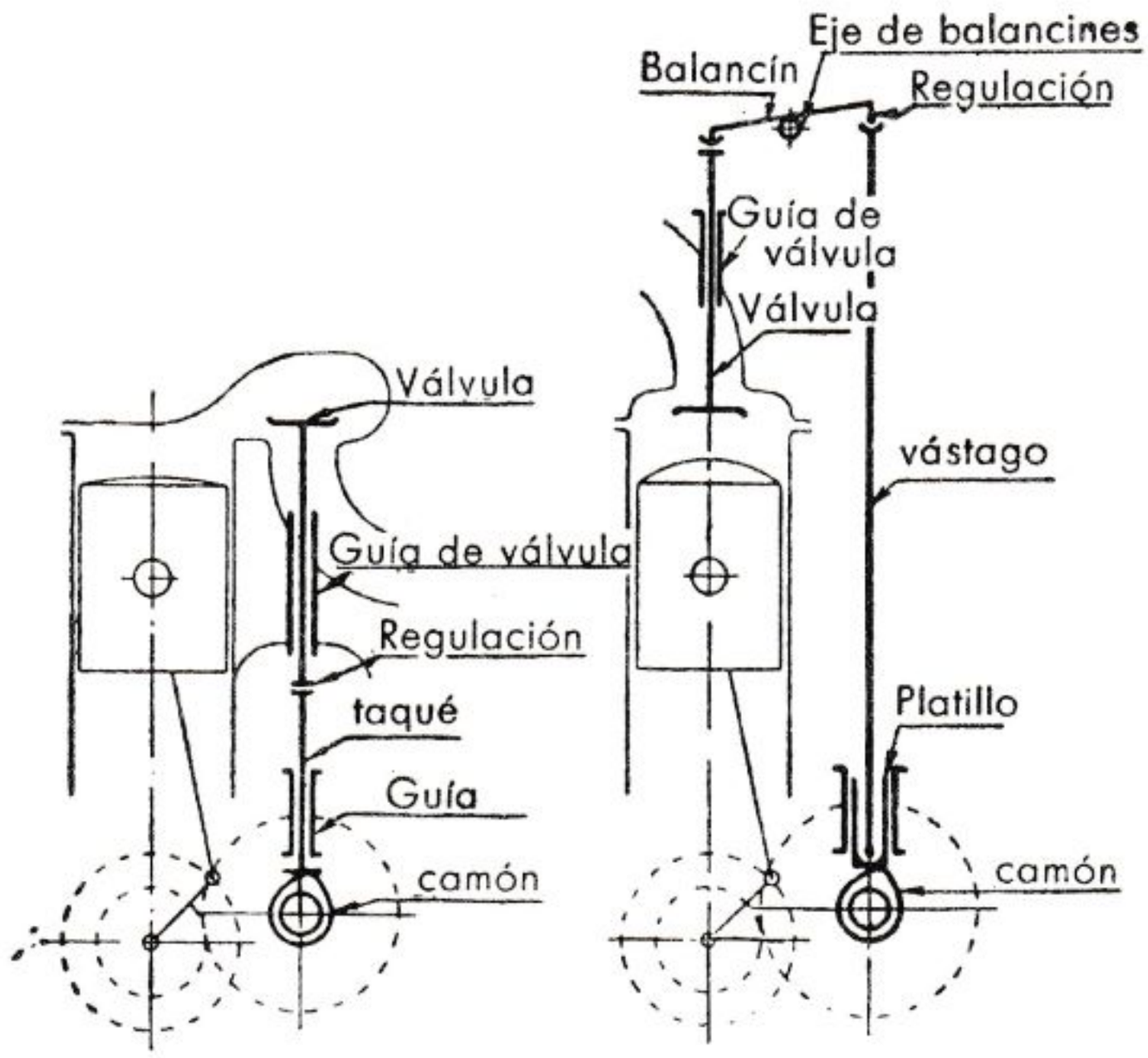
La disposición de válvulas laterales sólo se adopta en motores que tienen una baja relación de compresión, es decir, con cámara de combustión relativamente grande: las válvulas aplicadas a los lados del cilindro son de accionamiento más simple (fig. 157).

Cuando las válvulas son en culata, es decir, dispuestas en la parte superior de la cámara de combustión, permiten una forma más recogida y racional de la misma. En la figura 158 están ilustradas las varias disposiciones de las válvulas y sus respectivos accionamientos.

El funcionamiento de la válvula de aspiración ha de ser tal que permita el máximo llenado posible del cilindro; el de la válvula de es-



Válvulas en culata con eje de camones en culata



Válvulas laterales y válvulas en cabeza con eje de camones lateral

FIG. 158. — Esquemas de distribución.

cape debe producir la menor contrapresión posible en el mismo, es decir, la menor resistencia posible al paso de los gases. A este objeto, es necesario satisfacer las siguientes condiciones:

a) Abertura y cierre en el instante más apto para el mejor desarrollo de las fases del ciclo.

b) Abertura y cierre con la máxima rapidez posible, a ´ de obtener, a su vez, la máxima sección de paso durante la mayor parte del tiempo de que se dispone para realizar la aspiración y la descarga.

c) Mínima resistencia al paso del fluido.

XIV. 3. Sección de paso a través de la válvula

El asiento de la válvula es, generalmente, una superficie cónica cuya generatriz forma un ángulo de 45° con el plano del plato; alguna vez, el ángulo de la generatriz es de 30°. En muy contados casos, la superficie cónica se sustituye por una superficie plana normal al eje de la caña. Esta solución permite obtener el área de paso necesaria para el gas con una alzada menor, porque, a igualdad de aceleración, la válvula puede ser abierta y cerrada en un tiempo menor (véase fig. 159 *c*).

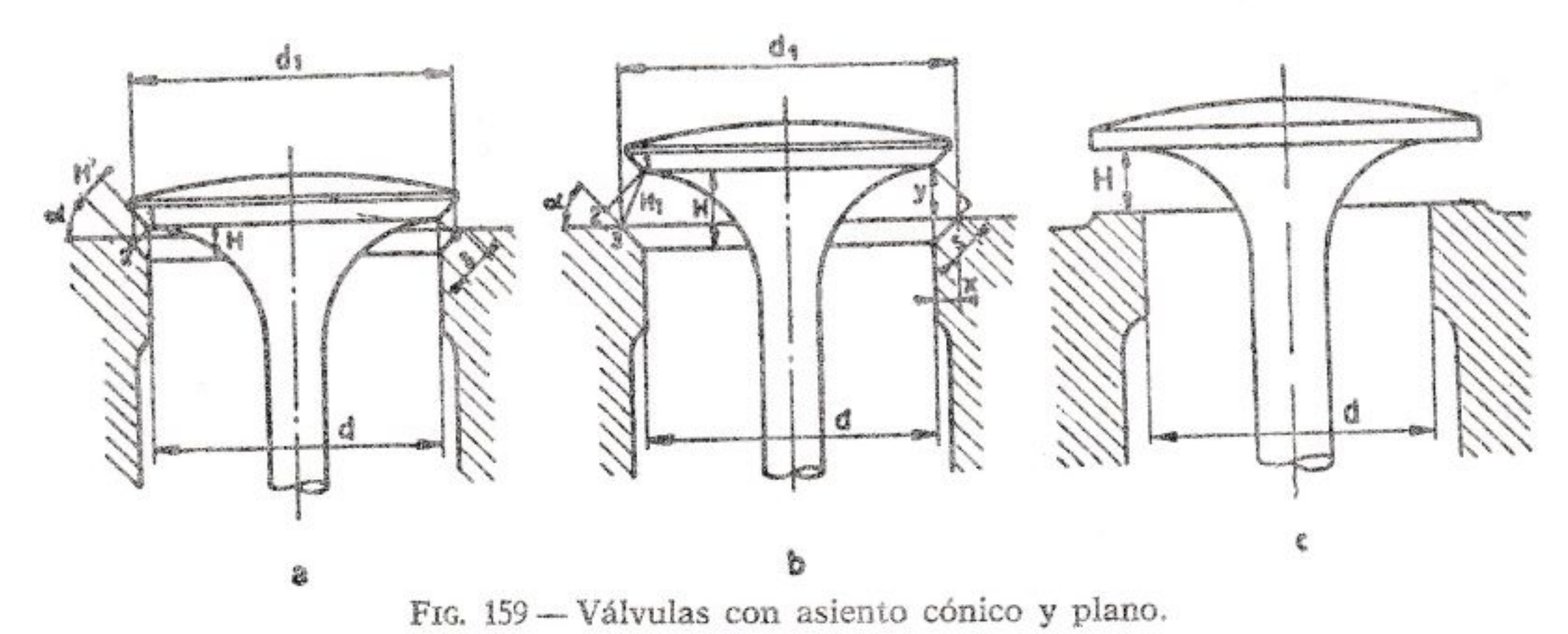


FIG. 159 — Válvulas con asiento cónico y plano.

Designamos por:

H, la alzada de la válvula;

d, el diámetro mínimo de la válvula y del asiento;

s, la longitud de la generatriz del asiento;

α, el ángulo formado por la generatriz del asiento con el plano normal al eje de la caña.

Consideremos, primero, el caso de una válvula con asiento cónico.

Cada vez que (fig. 159 *a*) la alzada de la válvula sea relativamente pequeña respecto al diámetro mínimo del asiento, es decir, cuando

$$H \leqq \frac{s}{\operatorname{sen} \alpha},$$

el área mínima de paso A_v, correspondiente a la alzada H, es, evidentemente, igual al área lateral de un tronco de cono: el diámetro de su base menor es igual a d, mientras que la longitud de su generatriz H' vale:

$$H' = H \cos \alpha,$$

y el diámetro d_1 de la base menor está dado por la expresión

$$d_1 = d + 2\ H' \operatorname{sen} \alpha = d + 2\ H \operatorname{sen} \alpha \cos \alpha.$$

El área mínima de paso vale, por tanto:

$$A_v = \frac{1}{2} \pi (d + d_1) H' = \frac{1}{2} \pi (d + d + H \operatorname{sen} 2\alpha) H \cos \alpha =$$

$$= \pi \left(d + \frac{H}{2} \operatorname{sen} 2\alpha \right) H \cos \alpha.$$

Para $\alpha = 45°$ tenemos:

$$A_v = \pi \frac{\sqrt{2}}{2} H \left(d + \frac{H}{2} \right)$$

y para $\alpha = 30°$:

$$A_v = \pi \frac{\sqrt{3}}{2} H \left(d + \frac{\sqrt{3}}{4} H \right)$$

Cuando, por el contrario, como se ilustra en la figura 159 *b*, la alzada de la válvula es relativamente grande respecto al diámetro mínimo del asiento, es decir, cuando

$$H \geqq \frac{s}{\operatorname{sen} \alpha},$$

el área mínima de paso A_v, correspondiente a la alzada H, es, evidentemente, igual al área lateral de un tronco de cono: el diámetro de su base menor es igual a d, mientras que la longitud H' de la generatriz vale

$$H' = \sqrt{H^2 + s^2 - 2\,H\,s \cos (90 - \alpha} = \sqrt{H^2 + s^2 - 2\,H\,s \operatorname{sen} \alpha}$$

y el diámetro de su base mayor está dado por la expresión

$$d_1 = d + 2\ s\ \cos\ \alpha.$$

El área mínima de paso vale, por tanto:

$$A_v = \frac{1}{2}\ \pi\ (d + d_1)\ H' =$$

$$= \frac{1}{2}\pi\,(d + d + 2\,s\cos\alpha)\ \sqrt{H^2 + s^2 - 2\,s\,\text{sen}\ \alpha} =$$

$$= \pi\,(d + s\cos\alpha)\ \sqrt{H^2 + s^2 - 2\,H\,s\,\text{sen}\,\alpha}$$

para $\alpha = 45^\circ$ tenemos:

$$A_v = \pi\left(d + \frac{\sqrt{2}}{2}\ s\right)\ \sqrt{H^2 + s^2 - \sqrt{2}\ H\ s}.$$

Consideremos ahora el caso de una válvula con asiento plano, tal como se ilustra en la figura 159 *c*.

El área mínima de paso A_v se obtiene de una cualquiera de las expresiones anteriores con sólo escribir:

$$s = \alpha = 0.$$

Así, pues, obtenemos:

$$A_v = \pi\ d\ H.$$

Se puede ahora demostrar cuanto queda expuesto al comienzo del párrafo, es decir, que la válvula con asiento plano permite obtener la sección de paso deseada con una alzada menor.

Bastará, para ello, igualar las expresiones de las áreas mínimas de paso relativas, respectivamente, a una válvula con asiento plano (cuya alzada indicaremos con H_p) y de una válvula con asiento cónico de igual diámetro mínimo y con alzada relativamente pequeña respecto a dicho diámetro, la cual indicaremos por H_c. De este modo obtenemos:

$$\pi\ d\ H_p = \pi\left(d + \frac{1}{2}\ H_c\ \text{sen}\ 2\ \alpha\right) H_c\ \cos\ \alpha$$

de donde,

$$H_p = \left(1 + \frac{1}{2}\ \frac{H_c}{d}\ \text{sen}\ 2\ \alpha\right) H_c\ \cos\ \alpha;$$

por tanto, cualquiera que sea el valor de α y d, es fácil demostrar que

$$H_p \leqq H_c.$$

En efecto, escribiendo, como ejemplo, $\alpha = 45^{\circ}$, y $d = 4\ H_c$, tenemos:

$$H_p = \left(1 + \frac{1}{2}\ \frac{H_c}{4\ H_c}\right) H_c\ \frac{\sqrt{2}}{2} = 0{,}7955\ \mathrm{H_c}.$$

Por último, es conveniente señalar que, para mantener la velocidad del gas cuanto sea posible con velocidad constante, el área mínima de paso a través de la válvula debe ser, aproximadamente, igual a la sección de paso del conducto, calculada teniendo en cuenta el espacio ocupado por la caña de la válvula.

Resulta así determinado el valor de la alzada de la válvula, una vez que se ha elegido, de acuerdo con el tipo del motor y ruido en su funcionamiento, la relación H/d (que, como término medio, vale, aproximadamente, ¼).

XIV. 4. Velocidad media del gas a través de la válvula

Si se prescinde de la influencia que tiene sobre el valor del área la presencia de la caña, es obvio que la velocidad media del gas W (en m/seg), correspondiente al conducto de diámetro d, está, respecto a la velocidad media del pistón u (en m/seg), en la proporción en que está el área de la sección del cilindro respecto del conducto; así que, siendo el área proporcional al cuadrado del diámetro, tenemos:

$$W : u = D^2 : d^2,$$

y, por tanto,

$$W = u \left(\frac{D}{d}\right)^2$$

en donde, D = diámetro del pistón en mm;

d = diámetro del conducto en mm.

Cuando los conductos están diseñados de manera que la sección de paso más estrecha resulta ser la de la válvula, como velocidad media del gas se entiende, en general, la correspondiente a la válvula cuyo valor teórico que no tiene en cuenta el valor del rozamiento ni el de los fenómenos fluido-dinámicos resultantes del movimiento de la válvula, está dado en m/seg por

$$W = \frac{A_s}{A_v}\ u\,,$$

en donde, A_v = área de la sección del pistón.

A_s = área de paso a través de la válvula.

u = velocidad media del pistón en m/seg.

Al diseñar el motor, se procura, en general, colocar en la culata válvulas de aspiración que tengan el mayor diámetro posible, a fin de reducir la velocidad del aire y, por tanto, las pérdidas por rozamiento.

Resulta que en los motores para automóvil y en los Diesel rápidos, al máximo número de revoluciones corresponde, aproximadamente, la velocidad media teórica de 65-75 m/seg; el mejor grado de relleno, es decir, el valor más elevado del rendimiento volumétrico, resulta, en general, correlativo a la velocidad 40-50 m/seg.

Para las válvulas de escape se pueden obtener valores de velocidad superiores en un 40-50 % con ventajas para la refrigeración y la duración de la válvula (pues, a igualdad de alzada, el diámetro resulta menor, y las válvulas de menor diámetro son más fáciles de refrigerar).

XIV. 5. Camones, taqués, balancines

La válvula se mantiene cerrada por la acción del muelle y se abre por el empuje del camón. Como la válvula ha de abrirse y cerrarse una vez por cada ciclo completo del motor, el camón tiene que efectuar una vuelta en cada ciclo, es decir, en los motores de 4 tiempos, un solo giro cada dos vueltas del eje cigüeñal.

El órgano en contacto directo con el camón puede describir un movimiento rectilíneo o curvilíneo; en el primer caso, se trata de un **taqué;** en el segundo, de un **balancín.** Éste se halla constituido por una eva empernada normalmente en su punto medio; pero también puede estarlo en su extremidad.

En el caso de taqués, la superficie de contacto con el camón puede ser plana *(taqué de plato)*, o bien convexa *(taqué de rolete)* (fig. 160). En el caso de balancines, esta superficie es, en la práctica, siempre convexa (fig. 161). Los taqués de plato son los más usados en los motores para automóvil.

Taqués y balancines, además de transmitir el movimiento a la válvula, sirven para soportar el empuje lateral del camón.

En el caso de taqués de plato, por ser la superficie de contacto siempre perpendicular al eje del movimiento alterno, el empuje lateral está dado tan sólo por la componente de roce entre camón y plato, pero ésta resulta, por lo general, pequeña, dadas las óptimas condiciones de lubricación. En el caso de taqué con rolete, como la reacción entre camón y rolete está inclinada respecto al eje del taqué (excepto en la posición de alzada máxima), se consigue un mayor empuje lateral.

La alzada y los tiempos de abertura de las válvulas señaladas por el diagrama de la distribución, teniendo en cuenta el cinematismo eventual interpuesto entre camón y válvula, se obtienen dando dimensiones y forma adecuadas al perfil del camón.

Teóricamente, suponiendo que no se verifican fenómenos fluidodinámicos en el gas, se alcanzaría el mejor resultado si se lograse abrir y cerrar instantáneamente la válvula y mantenerla en posición de alzada máxima durante todo el tiempo de admisión o escape requerido por el motor. Como ya hemos dicho, limitaciones desde el punto de vista de las solicitaciones

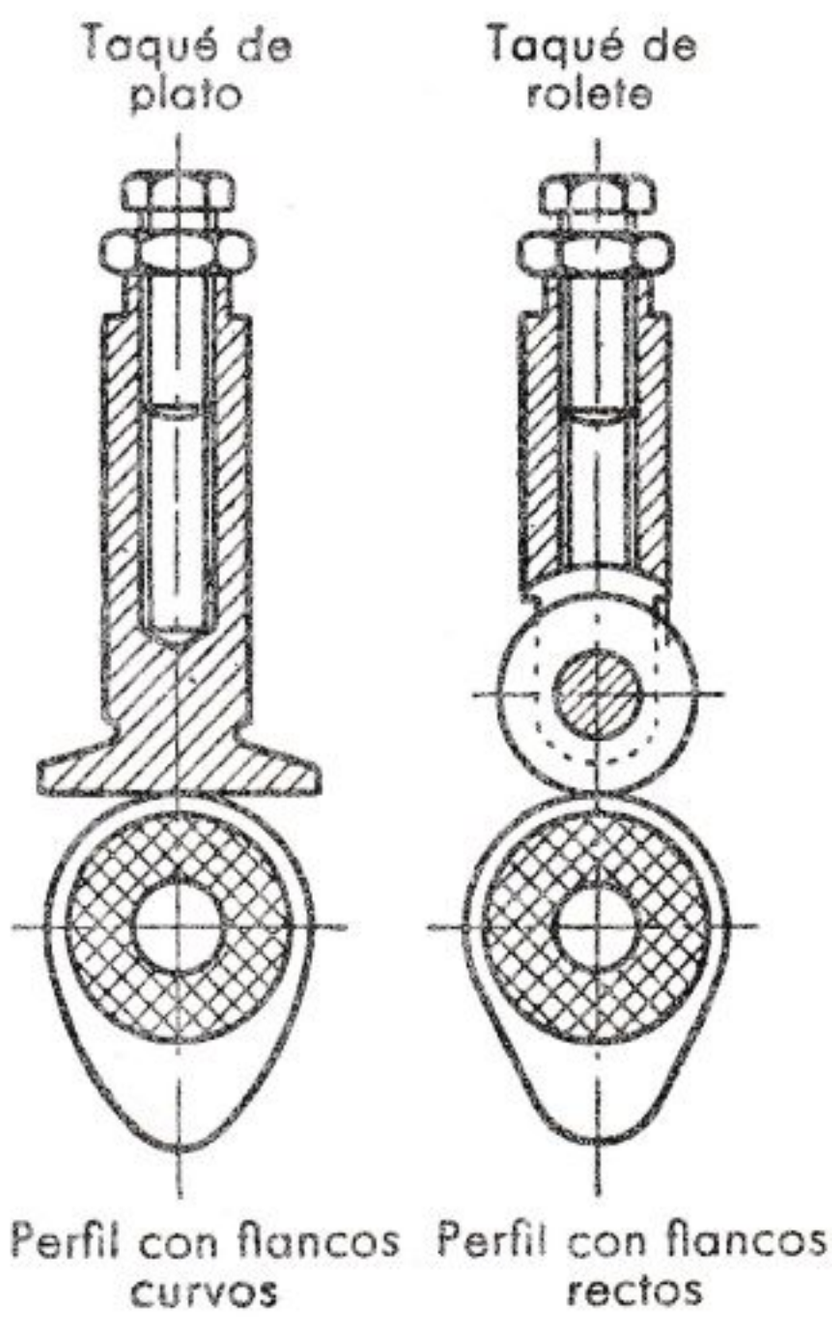


FIG. 160.

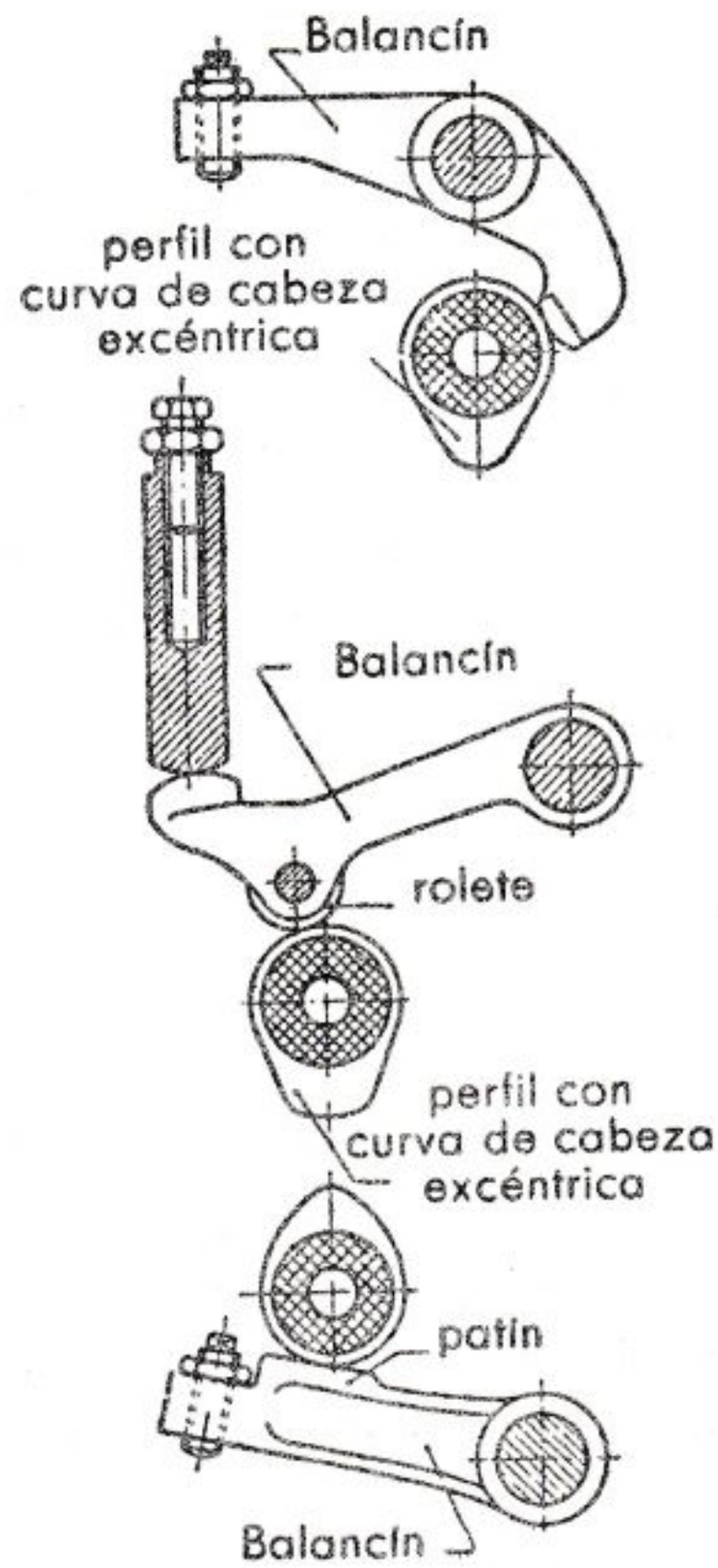


FIG. 161. — Tipos de balancines.

mecánicas, necesidad de espacio para el muelle y de funcionamiento silencioso obligan, sin embargo, a realizar la abertura y cierre de las válvulas de manera un tanto gradual. Por ello, hay que emplear camones provistos de arcos de abertura más amplia que los definidos por las fases teóricas de aspiración y de escape, de forma tal que, apenas haya alcanzado la válvula su alzada máxima, se la pueda obligar a iniciar inmediatamente la carrera de cierre.

El perfil de un **camón** típico comprende (fig. 162):

— un tramo de *círculo base* correspondiente al período de cierre;

— dos tramos *curvilíneos* o *rectilíneos* tangentes a los mismos, que corresponden a los períodos de abertura y cierre de las válvulas y se llaman *flancos del camón;*

— un tramo curvilíneo *(cresta del camón)*, que une los dos flancos y corresponde a la fase de máxima abertura.

Con respecto al sistema seguido en su proyecto, los camones pueden dividirse en los siguientes tipos:

Camones proyectados partiendo de una determinada geometría de su perfil, en general constituidos por *un corto número de arcos de círculo.* Mediante oportunos y adecuados cálculos proporcionales pueden obtenerse diagramas de la alzada, de la velocidad y de la aceleración que se aproximan a los deseados. Estos camones, que podemos llamar de tipo tradicional, no se usan ya en motores de automóvil. Antiguamente, los perfiles patrón se fabricaban a mano con un laborioso trabajo de precisión, mientras que hoy en día se construyen mediante tallado a máquina (1); por ello, se prefieren perfiles de tipo más moderno, tales como los que se reseñan a continuación.

Camones proyectados partiendo del diagrama de la aceleración (o de la velocidad, o de la alzada). Su perfil resulta, por lo regular, *de radios de curvatura constantemente variables*: de este modo, es posible calcular con más facilidad y determinar con mayor aproximación las leyes del movimiento previstas.

De acuerdo con el tipo de perfil, en relación al cual se definen los órganos con los que están en contacto directo los camones, éstos pueden ser de dos clases, a saber:

1.° Camones con perfil de *flancos rectilíneos* o *de flancos cóncavos* (2), para el mando de un taqué de rulo o de plato, o de un balancín.

2.° Camones con perfil de *flancos convexos* para el mando de un taqué de plato (este perfil no se utiliza con taqué de rolete o de patín, ni con balancín, porque proporciona aceleraciones de abertura demasiado bajas).

En las figuras 160 y 161 están representados los camones más en uso. El tipo de flancos rectilíneos está indicado en sus dos formas: *con círculo de cabeza excéntrico* y *con círculo de cabeza concéntrico.* En este último, la diferencia entre el radio del círculo base y el del círculo de cabeza corresponde a la alzada máxima; la válvula permanece en la posición de alzada máxima todo el tiempo que dura el contacto del rolete sobre este círculo.

---

(1) El camón resulta de numerosísimas facetas (generalmente, para la construcción automovilística, dispuestas a intervalos angulares de 1° la una de la otra) efectuadas por una máquina a la distancia radial oportuna.

El camón patrón se emplea en la producción en serie para obtener, con una máquina copiadora, las copias en gran escala, las cuales sirven después para construir los camones del eje de la distribución.

(2) El perfil con flancos cóncavos, llamado también de aceleración constante, ya no se usa porque, en la práctica, la condición prefijada de obtener tal aceleración de la válvula no es realizable y, además, porque su construcción requiere emplear una muela rectificadora de diámetro determinado y muy pequeña.

XIV. 6. Trazado del perfil

Suponemos que entre válvula y taqué (o balancín) no existe huelgo alguno, es decir, que, con la válvula cerrada, el taqué (o el balancín) está en contacto con el camón en la parte correspondiente al círculo base. La válvula comienza a abrirse cuando se inicia el contacto del plato o del rolete con el flanco del camón, es decir, en correspondencia al punto de tangencia entre círculo base y flanco, y se cierra en el punto correspondiente al lado opuesto, suponiendo que el perfil es si-

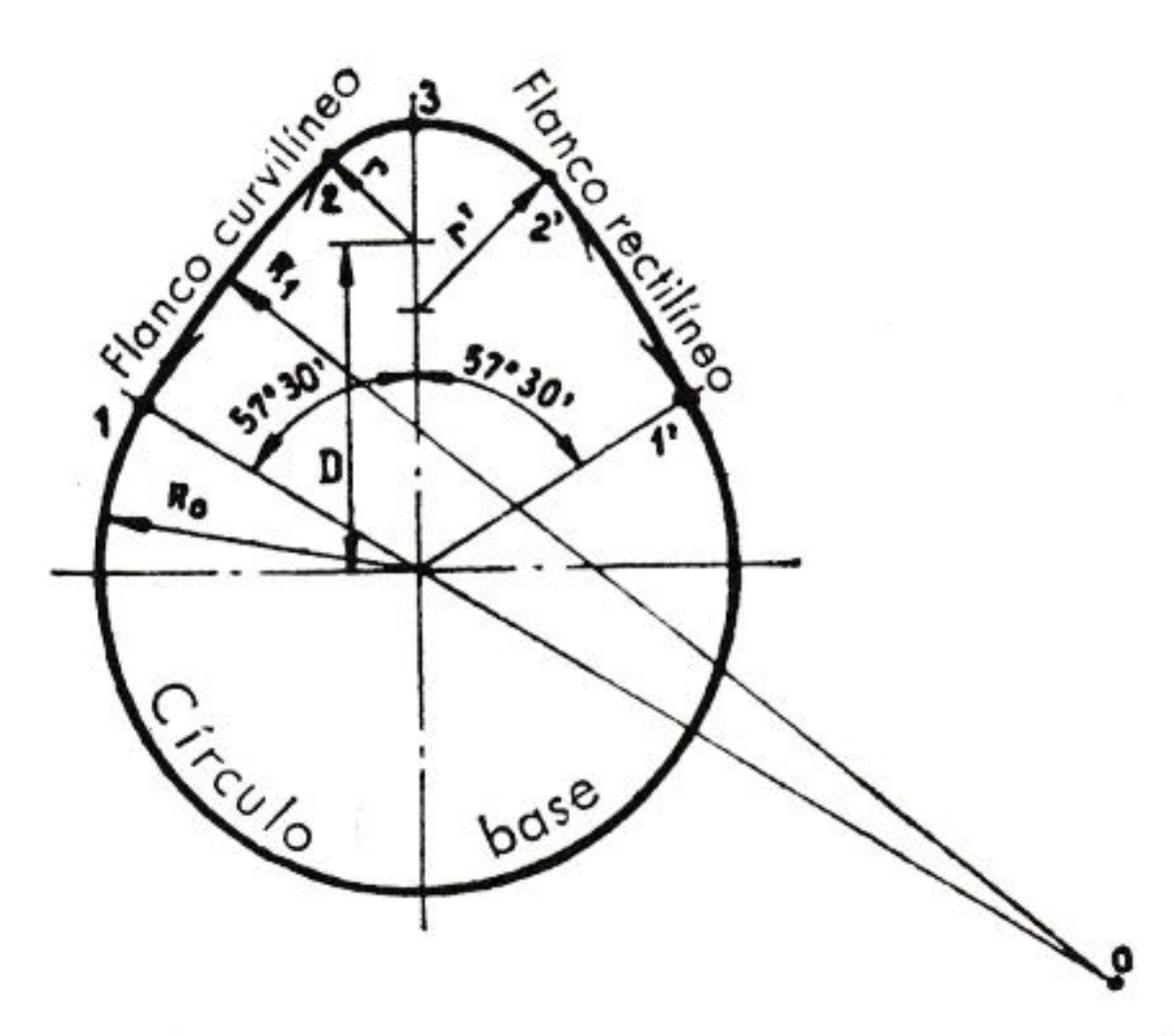


FIG. 162. — Construcción del camón para motores rápidos.

métrico. Trataremos de trazar, por ejemplo, para un motor de 4 tiempos, el perfil de un camón para la válvula de aspiración que tenga la alzada máxima H y con la siguiente regulación en la distribución:

abertura: 10° antes del P.M.S.;

cierre: 40° después del P.M.I.

La válvula deberá mantenerse abierta un ángulo $\theta_m = 10° + 180° + 40° = 230°$ del eje motor, es decir, para un ángulo $\theta_m/2 = 115°$ del eje de camones *(eje de la distribución)*.

A θ_m se llama *ángulo de abertura de la válvula*, y $\theta_m/2$, *ángulo de abertura del camón*.

En su forma más simple, el perfil de un camón para taqué de plato puede trazarse del siguiente modo (fig. 162).

Trazado el círculo base con radio R_0, el centro del círculo de cabeza de radio r debe encontrarse a una distancia D del círculo base de la

cabeza, tal que

$$D + r - R_0 = H.$$

La recta que pasa por los dos centros C y C' es el *eje del camón.*

Se traza una recta que pase por el centro del círculo base y que forme con el eje del camón un ángulo θ_0 igual a la mitad del de abertura $\theta_m/2$ del camón; en nuestro caso ha de ser igual, por tanto, a 57° 30′. Haciendo centro en un punto O de esta recta, se puede ahora trazar el flanco del camón, es decir, un arco de círculo de radio R_1 tangente al círculo base en el punto 1 y al círculo de cabeza en el punto 2 (camón de flancos curvilíneos).

Para el camón de flancos rectos, la construcción gráfica es tan sencilla y fácil como la anterior: partiendo del centro del círculo base, se trazan dos rectas formando entre sí el ángulo de abertura establecido (en nuestro caso, 115°) y se trata la bisectriz de dicho ángulo. Señalado sobre la bisectriz el punto 3 de la alzada máxima y trazados los flancos tangentes al círculo base en los puntos 1 y 1′ de encuentro de éste con las dos rectas, se puede trazar el círculo de cabeza de radio r', que debe de ser tangente a los flancos y pasar por el punto 3 marcado sobre la bisectriz.

Los perfiles así diseñados son simétricos respecto al eje del camón: se usan perfiles asimétricos, en raros casos, para motores de automóvil y aplicaciones marinas; en cambio, son muy frecuentes en aeronáutica.

XIV. 7. Diagramas de la alzada, velocidad, aceleración

Desarrollando en ejes cartesianos el diagrama de la alzada de un perfil en la parte correspondiente a la abertura, se obtiene la curva trazada en la figura 163. Suponiendo nuevamente que con la válvula cerrada el huelgo es nulo está claro que, al girar el camón, el taqué co-

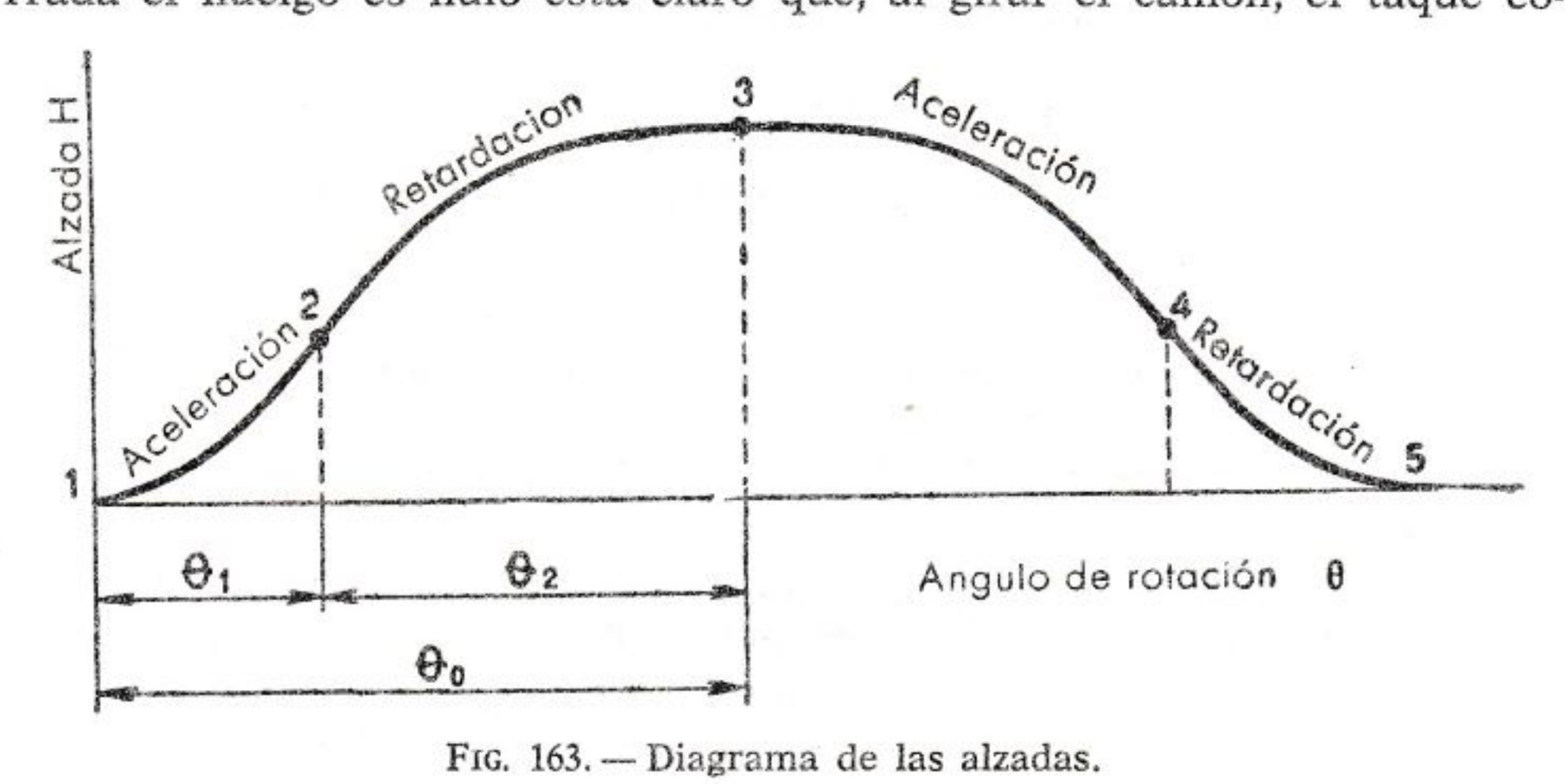


FIG. 163. — Diagrama de las alzadas.

mienza a levantarse cuando se pone en contacto con el flanco en el punto 1. Durante la transmisión del contacto del punto 1 al punto 2 (en el cual termina el flanco del camón), el movimiento del taqué es acelerado (aceleración positiva), mientras que del punto 2 al punto 3 es retardado (aceleración negativa): en efecto, la velocidad pasa del

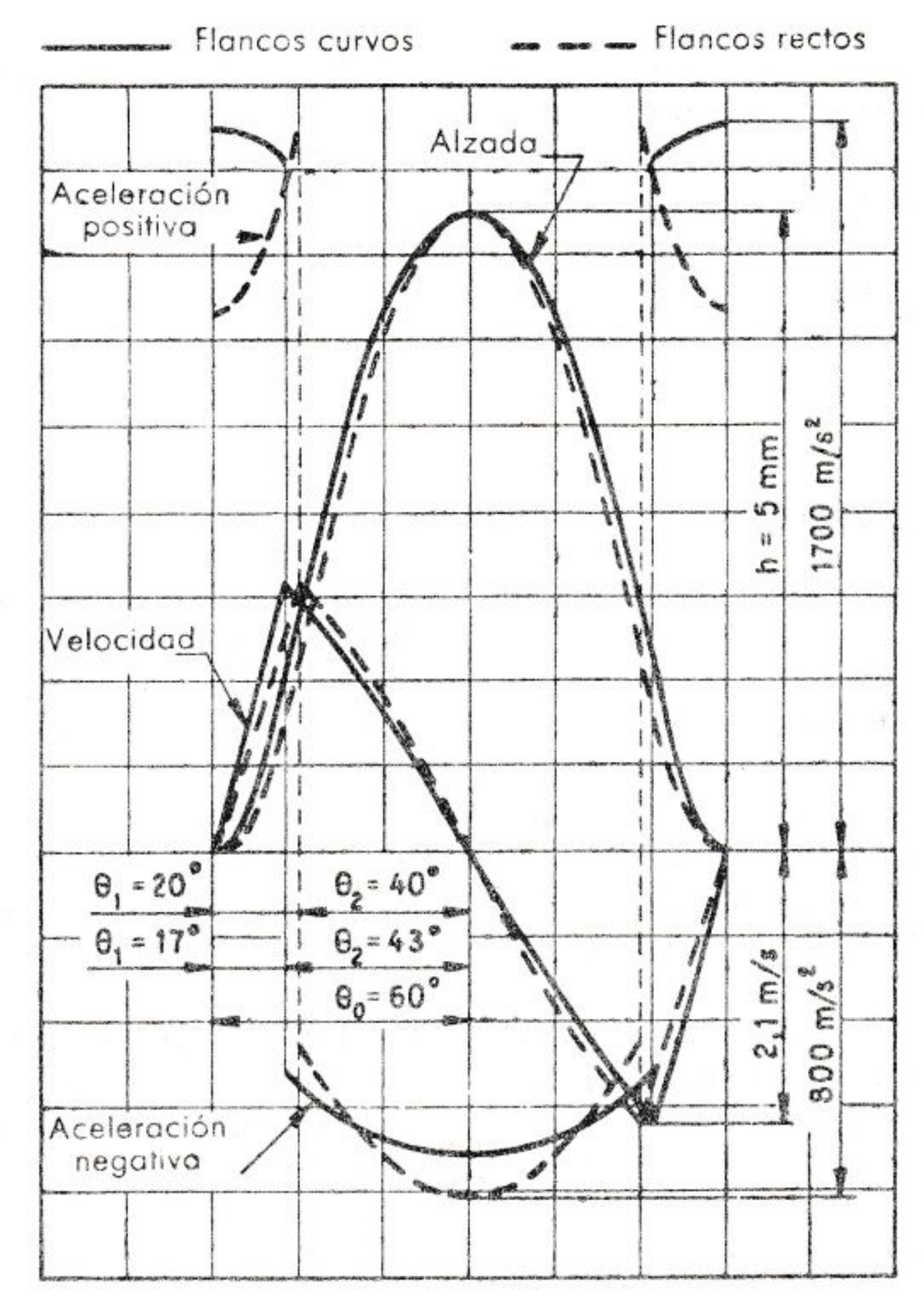


FIG. 164. — Diagrama de las alzadas, velocidades, aceleraciones.

valor cero en el punto 1 al valor máximo en el punto 2 para volver a anularse en el punto 3, en cuya correspondencia la aceleración negativa alcanza su máximo valor. En la figura 163 están indicados los ángulos θ_1 y θ_2 de rotación del camón, los cuales corresponden, respectivamente, a períodos de aceleración y de retardación.

En la figura 164 se han trazado los diagramas de la velocidad y de la aceleración para dos camones con perfil de arcos de círculo, uno de

flancos convexos y otro de flancos rectilíneos, cuyas características son las siguientes:

$$H = 5 \text{ mm};$$
$$\theta_0 = 60^\circ;$$
$$n = 4.400 \text{ r.p.m.}$$

Como se observa en los diagramas, el camón con taqué de plato (flancos curvilíneos) presenta la ventaja de tener una aceleración positiva casi constante, una alzada inicial más rápida y, a igualdad de valor máximo, una aceleración positiva media mayor —y, por tanto, una alzada media también mayor—. La aceleración máxima negativa resulta, además, menor.

El cálculo para el trazado de estos diagramas se expondrá en el capítulo XV.

XIV. 8. Carga del muelle (válvulas)

A lo largo de los trayectos 1-2 y 4-5 (fig. 163) de aceleración positiva, la inercia de la válvula y del taqué se opone al movimiento produciendo un aumento de carga sobre el camón, mientras que en los trayectos 2-3 y 3-4 de aceleración negativa, la inercia tiende a vencer la carga del muelle y a separar el taqué del camón.

Al objeto de mantener el taqué en contacto con el camón, el muelle ha de tener en los trayectos 2-3 y 3-4 una carga tal que transmita a la válvula y a los órganos interpuestos entre ella y el camón una aceleración positiva por lo menos igual a la aceleración negativa determinada por el perfil.

Indicando con a_m la aceleración máxima negativa (calculada para el máximo número de revoluciones del motor) en m/seg², con Q, el peso en kg de las partes que forman el mecanismo de mando de la válvula (incluyendo la mitad del peso del mismo muelle), la carga P que el muelle ha de ejercer en el punto 3 de alzada máxima, será en kilogramos:

$$P \geqq \frac{Q}{9{,}81} \cdot a_m.$$

En general, esta carga viene después multiplicada por valores que oscilan entre 1,3 y 1,5. Ello, como ya se ha dicho, corresponde a la posición de la válvula totalmente abierta; en el instante en que sólo lo está parcialmente, la carga requerida es menor, pero el muelle, alargándose, da en correspondencia una carga menor. Es bueno comprobar y regular, mediante diagramas, las variaciones de la aceleración y de la carga del muelle en los trayectos 2-3 y 3-4.

XIV. 9. Huelgo entre la válvula y los órganos de mando

Para mayor simplicidad se ha supuesto hasta aquí que no existía huelgo alguno entre los órganos que componen la cadena cinemática válvula-camón. En realidad, es necesario que exista un cierto huelgo para permitir la dilatación térmica que se produce durante el funcionamiento del motor.

La caña de la válvula de escape está sometida a una temperatura todavía más elevada que la del cilindro y, por ello, se dilata en medida mayor; si no se dejara en frío un huelgo suficiente entre válvula y taqué, con motor caliente la cabeza de la válvula permanecería despegada de su asiento también durante el período de cierre, lo cual originaría una precaria estanqueidad y un irremediable y rápido deterioro de la misma por insuficiencia de refrigeración a través del asiento.

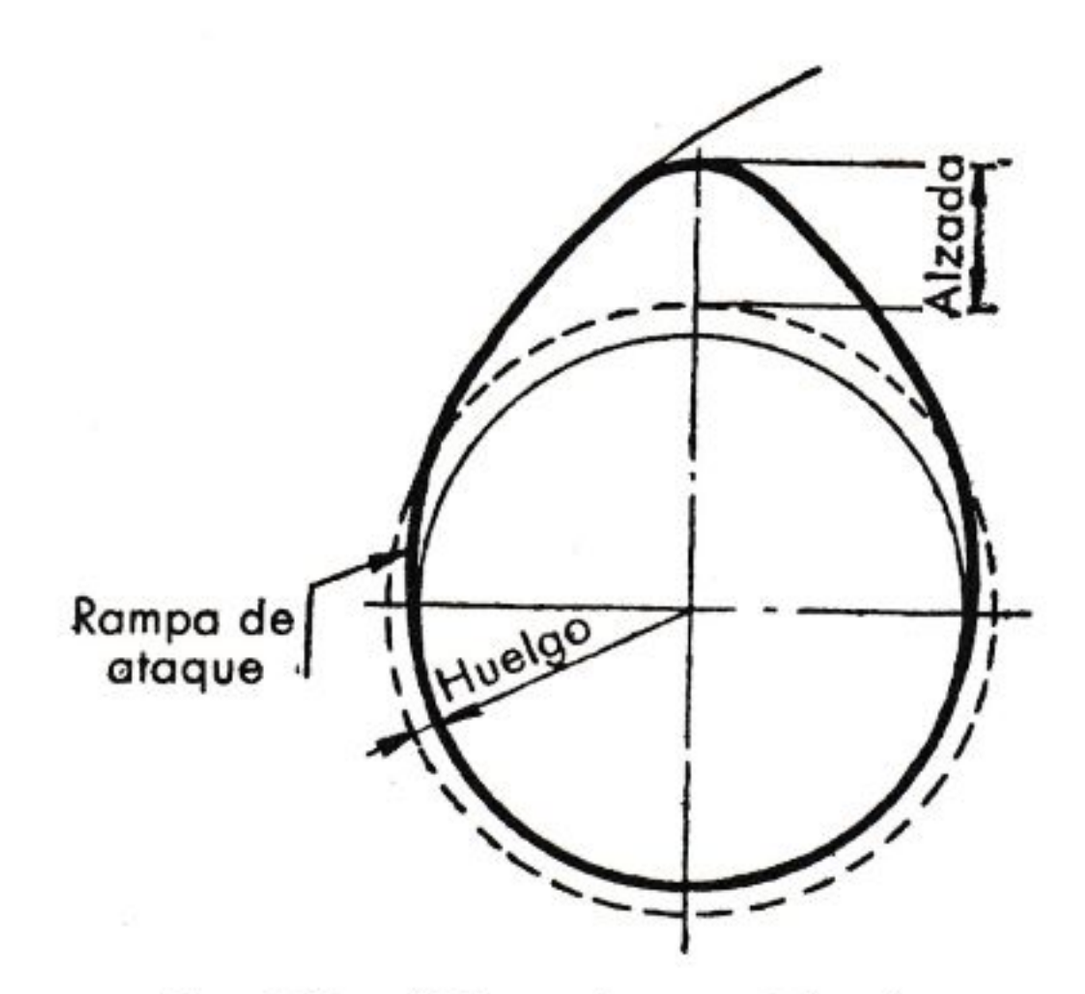


FIG. 165. — Tolerancia en el huelgo.

El huelgo puede obtenerse de dos maneras: *acortando el taqué,* o *disminuyendo el diámetro de la base del camón.*

En el primer caso, el comienzo de la abertura de la válvula no ocurre cuando se inicia el contacto con el flanco del perfil, sino con un retardo dependiente del valor del huelgo; lo mismo sucede para el cierre. Por tanto, sobrevienen dos inconvenientes:

a) Reducción del ángulo de abertura.

b) Un golpe entre el taqué y la válvula en el momento de la abertura, y entre la válvula y su asiento en el momento del cierre.

Estos golpes se originan del hecho de que abertura y cierre se verifican cuando el contacto entre taqué y camón se produce en un punto

del flanco sometido, por adelanto o por retraso, a una notable velocidad, la cual se llama normalmente *velocidad de golpe*. Este golpe es causa de solicitaciones anormales y de ruido.

Por ello se sigue, por lo regular, el segundo sistema, especialmente en la construcción automovilística, por razones de marcha silenciosa: se disminuye en un cierto valor (dependiente de las condiciones de funcionamiento del motor) el círculo de base y se establece, entre dicho círculo y los flancos, una rampa de ataque de escasa pendiente y, por tanto, de baja velocidad de golpe (fig. 165).

En la figura 166 está representado el diagrama de la alzada para un perfil de este tipo, limitado a la zona donde se da principio a un flanco en el perfil, el trayecto de ataque —llamado *rampa de aproxima-*

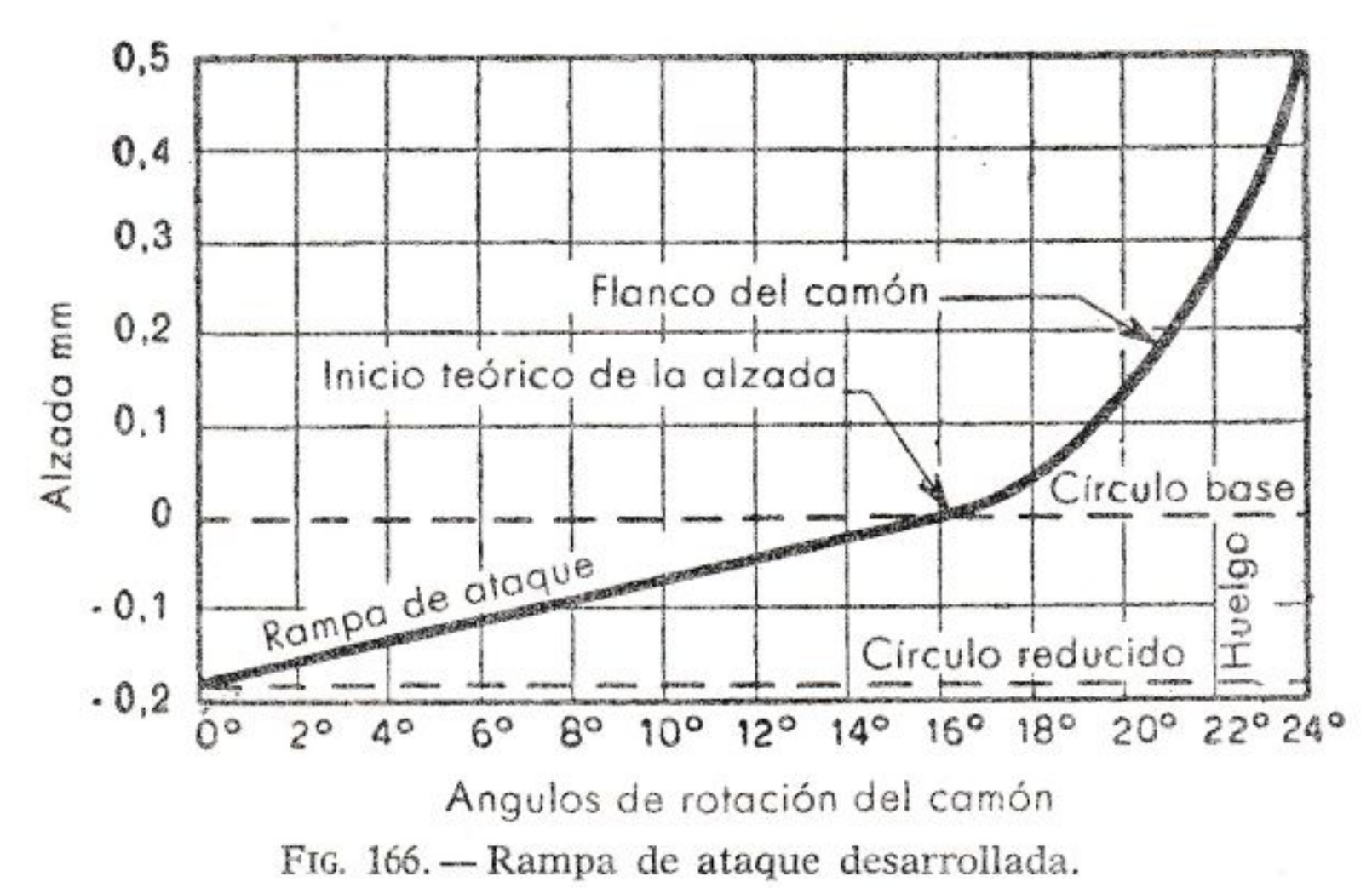


FIG. 166. — Rampa de ataque desarrollada.

ción— es una espiral, y cualquiera que sea el punto sobre el cual se inicia el contacto, la velocidad de golpe es siempre la misma, es decir, la requerida para la marcha silenciosa. Normalmente, las dos rampas de ataque, a saber: la de abertura y la de cierre, se construyen simétricas [1].

En los motores para vehículos, el huelgo adoptado, por regla general, varía de 0,15 a 0,40 mm, y se elige de modo que, actuando sobre el tornillo de regulación del taqué, el golpe entre camón y taqué se produzca en un punto intermedio de la rampa de ataque. Con este procedimiento se logra, pese a los ligeros aumentos del huelgo causados por el des-

---

[1] Hasta regímenes no muy elevados, la fuente más notable de ruidos en las partes móviles es el golpe de la válvula contra su asiento en el momento de cerrarse; por ello, algunas veces interesa y conviene hacer la rampa de ataque, correspondiente al cierre, tan larga como sea posible, a fin de disminuir al máximo la velocidad de golpe.

gaste, que el golpe esté en correspondencia con la rampa de ataque y la velocidad de golpe se mantenga así en los límites establecidos.

EJEMPLO N.° 1.—*Determinar la alzada que habrá de darse a la válvula con asiento cónico de 45°, de un motor que tiene:* d = *32 mm;* D = *82 mm;* C = *92 mm, fijando la velocidad del gas en 70 m/seg a 3.800 r.p.m. del motor.*

De la relación

$$W = \frac{A_s}{A_v}\, u,$$

donde

$$\begin{cases} A_s = \dfrac{\pi\, D^2}{4} = 5281 \text{ mm}^2, \\[2ex] u = \dfrac{C\, n}{30000} = \dfrac{92 \times 3800}{30000} = 11{,}65 \text{ m/seg}, \end{cases}$$

se obtiene el área de paso a través de la válvula:

$$A_v = \frac{A_s}{W}\, u = \frac{5281}{70} \times 11{,}65 = 880 \text{ mm}^2.$$

La expresión de A_v en función de la alzada

$$A_v = \pi \times \frac{\sqrt{2}}{2}\, \frac{H^2}{2} + \pi \times \frac{\sqrt{2}}{2}\, d \cdot H = 1{,}11\, H^2 + 71{,}1\, H,$$

es reducible a la ecuación de segundo grado: $1{,}11\, H^2 + 71{,}1\, H - A_v = 0$, de la cual, sustituyendo A_v por su valor, obtenemos:

$$H = \frac{-71{,}1 + \sqrt{71{,}1^2 + 4\,(1{,}11 \times 880)}}{2 \times 1{,}11} = 10{,}75 \text{ mm}.$$

EJEMPLO N.° 2.—*Calcular la carga y las características geométricas que ha de tener el muelle de una válvula de la cual se conocen los siguientes datos:*

1.° *Perfil del camón de flancos convexos dado en la figura 167.*
2.° *Peso de las partes dotadas de movimiento alternativo* (véanse la figura 159 y el párrafo XIV. 8): *Q = 0,150 kg.*
3.° *Régimen máximo del motor: 4.000 r.p.m.*
4.° *Dimensiones admitidas: diámetro exterior máximo del muelle, 23 mm; longitud máxima del muelle con válvula cerrada, 34,5 mm; compresión correspondiente a la posición de máxima alzada, 4,5 mm.*

Teniendo en cuenta que la aceleración máxima negativa para un perfil de flancos convexos (véase XV. 2) está dada por:

$$-\, a_m = \left(\frac{\omega}{2}\right)^2 D;$$

y siendo $\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3{,}14 \times 4000}{30} = 418{,}88$ rad/seg, tenemos:

$$- a_m = \left(\frac{418{,}88}{2} \right)^2 \times 0{,}014 = \frac{175300}{4} \times 0{,}014 = 614 \text{ m/seg}^2.$$

La carga que el muelle ha de suministrar para vencer el retardo del plato vale:

$$P = \frac{Q}{9{,}81} a_m = \frac{0{,}150}{9{,}81} \times 614 = 9{,}39 \text{ kg}.$$

Introduciendo un factor de amplificación, resulta:

$$P_m = 9{,}39 \times 1{,}5 = 14{,}09 \text{ kg}.$$

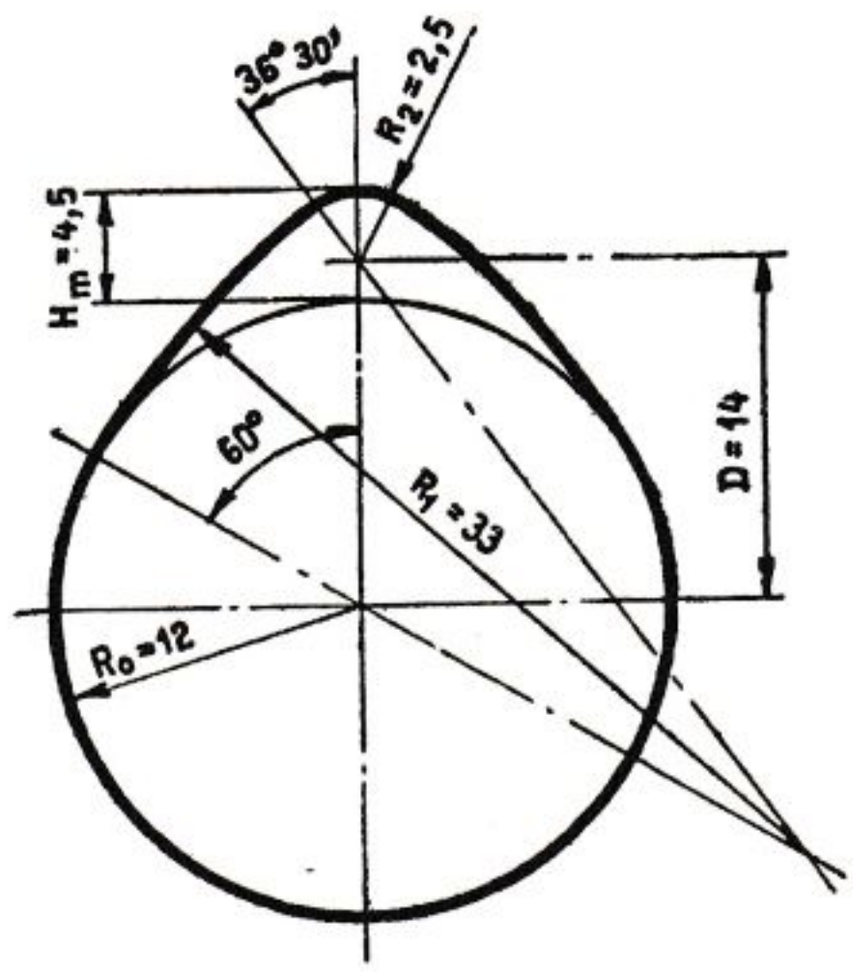


FIG. 167.

De acuerdo con las dimensiones prefijadas, anotamos:

Diámetro medio del muelle, $D = 16$ mm;

Flexibilidad, $\varphi = 0{,}82$ mm/kg (por lo regular, $\varphi = 0{,}2$ a $0{,}9$ mm/kg).

Con los materiales normalmente empleados, la solicitación τ_s no ha de superar los 70 kg/mm², mientras que el módulo G de elasticidad vale 8.500 kg/mm²; por lo cual, escribiendo $\tau_s = 55$ kg/mm², de acuerdo con las fórmulas conocidas, tenemos:

Espesor del muelle:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi} \frac{P_m}{\tau_s} \frac{D}{2}} = 1{,}37 \sqrt[3]{\frac{P_m}{\tau_s} D} = 1{,}37 \sqrt[3]{\frac{15{,}09}{55} 16} = 2{,}2 \text{ mm}.$$

Número de las espiras activas:

$$n = \frac{G}{8} \varphi \frac{d^4}{D^3} = \frac{8500}{8} \times 0{,}82 \frac{2{,}2^4}{16^3} = 5 \text{ espiras}.$$

La longitud del muelle comprimido, teniendo en cuenta el espesor de las espiras muertas, está dada por:

$$l_b = d\ (n + 1);$$

por lo cual:

$$l_b = 22,\ (5 + 1) = 13{,}2 \text{ mm.}$$

La *longitud del muelle cargado con* P_m vale, evidentemente:

$$l_c = l_{max} - h_m = 34{,}5 - 4{,}5 = 30 \text{ mm};$$

y, por tanto, *el espacio s entre espira y espira* es:

$$s = \frac{l_c - l_b}{n} = \frac{30 - 13{,}2}{5} = \frac{16{,}8}{5} = 3{,}36 \text{ mm.}$$

La *flecha causada por la carga* P_m vale:

$$F = \varphi\ P_m = 0{,}82 \times 14{,}09 = 11{,}55 \text{ mm.}$$

y, por tanto, la *longitud libre* es:

$$l_l = F + l_c = 11{,}55 + 30 = 41{,}55 \text{ mm.}$$

Y, finalmente, la *carga inicial del muelle con válvula cerrada* es:

$$P_i = P_m - \frac{h_m}{\varphi} = 14{,}09 - \frac{4{,}5}{0{,}82} = 8{,}6 \text{ kg.}$$

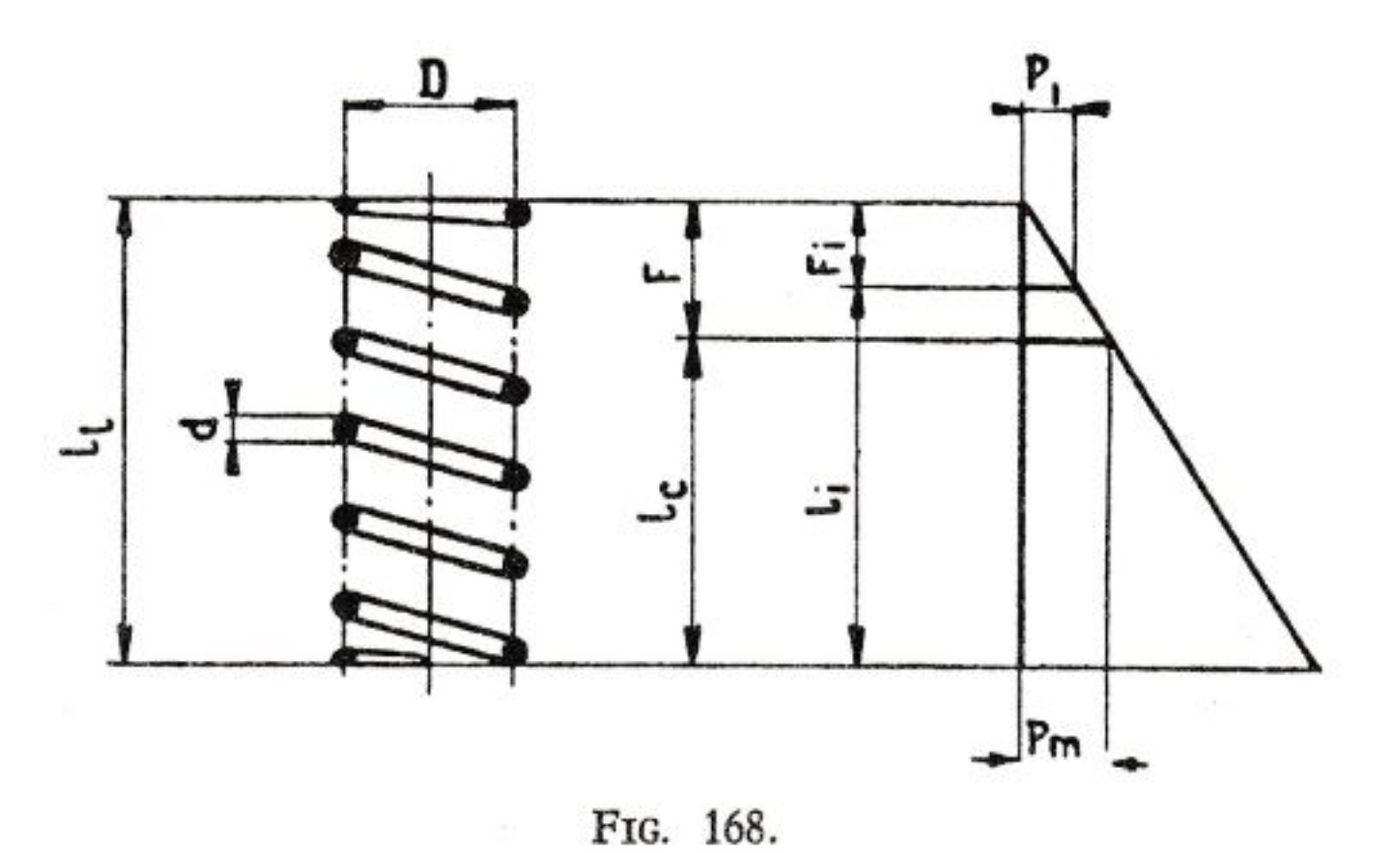


FIG. 168.

En la figura 168, P_i representa la carga inicial del muelle, suficiente para mantener la válvula sobre su asiento; l_i y F_i son la longitud y la flecha correspondientes. En la misma figura se ha trazado también el diagrama lineal de las cargas del muelle.

XIV. 10. La distribución de los motores de 2 tiempos

En los motores de 2 tiempos, un 20 % aproximado, de la carrera de expansión y otro 20 % relativo a la de compresión, tomados, respectivamente, al final y al comienzo de la carrera, están dedicados a la expulsión de los productos de la combustión y, simultáneamente, a la introducción de la mezcla o del aire, es decir, el **barrido** y a la **carga** del cilindro.

El sistema de admisión con galerías abiertas en el cilindro y reguladas por el movimiento del pistón se usa mucho a causa de su simplicidad, y es el propio de los motores pequeños descritos al tratar de los ciclos, así como de los motores de pistón doble, tanto si son contrapuestos como si están acoplados en cilindros paralelos en *U*.

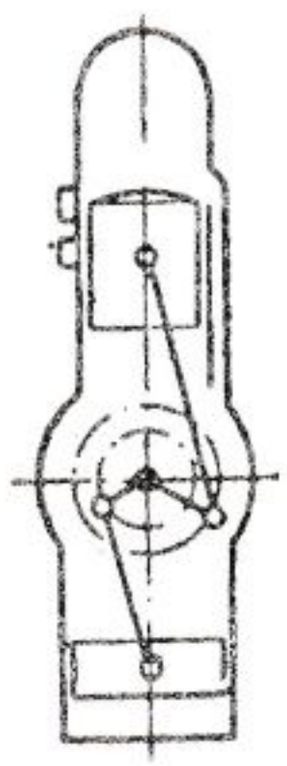


FIG. 169. Compresión con pistón auxiliar.

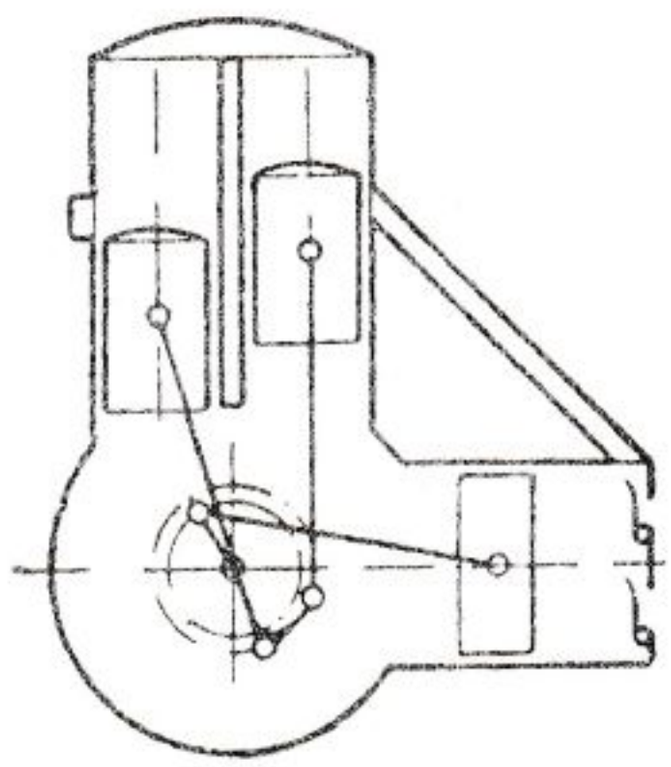


FIG. 170. Compresión con pistón separado.

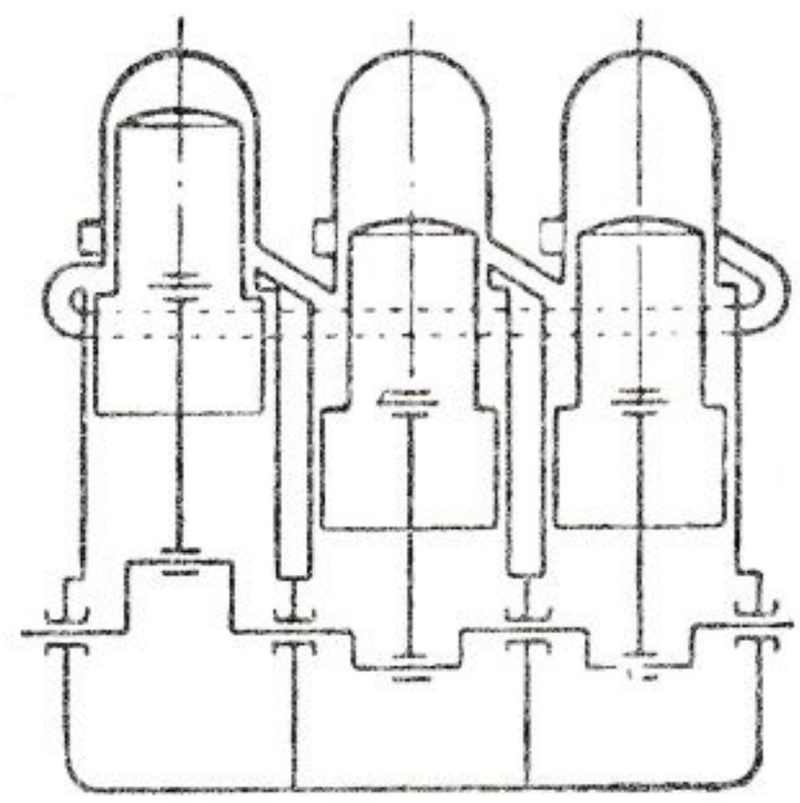


FIG. 171. Compresión con pistones escalonados.

La regulación de la admisión o bien del escape, realizado con válvulas de plato, presenta ventajas respecto al anterior sistema desde el punto de vista del rendimiento, pero es de mayor complicación constructiva.

En las figuras 169 a 171 y 174 a 178 están representados diversos ejemplos de los dos sistemas.

La introducción de la mezcla o del aire en los *motores grandes* se obtiene casi siempre con una *bomba a propósito,* accionada o no por el eje cigüeñal, mientras que en los *motores pequeños* se utiliza generalmente como bomba el *cárter del motor.*

En el caso de bomba propia, ésta puede ser del tipo centrífugo o volumétrico, o bien de pistón, funcionando en fase con el motor. Los tipos con pistón pueden ser, a su vez, con *pistón auxiliar* (fig. 169) o

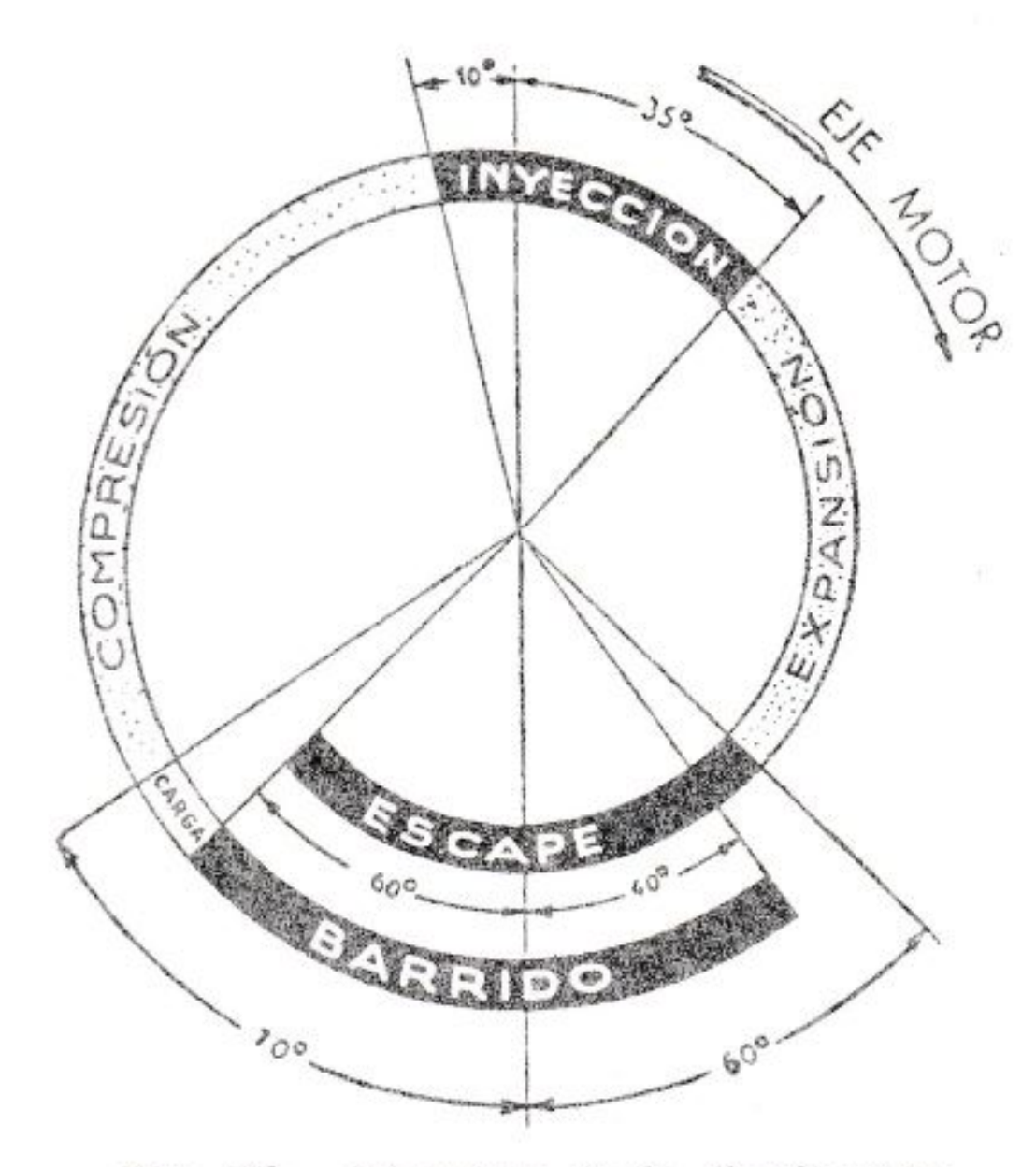


FIG. 172. — Diagrama de la distribución de un motor Diesel grande, de 2 tiempos.

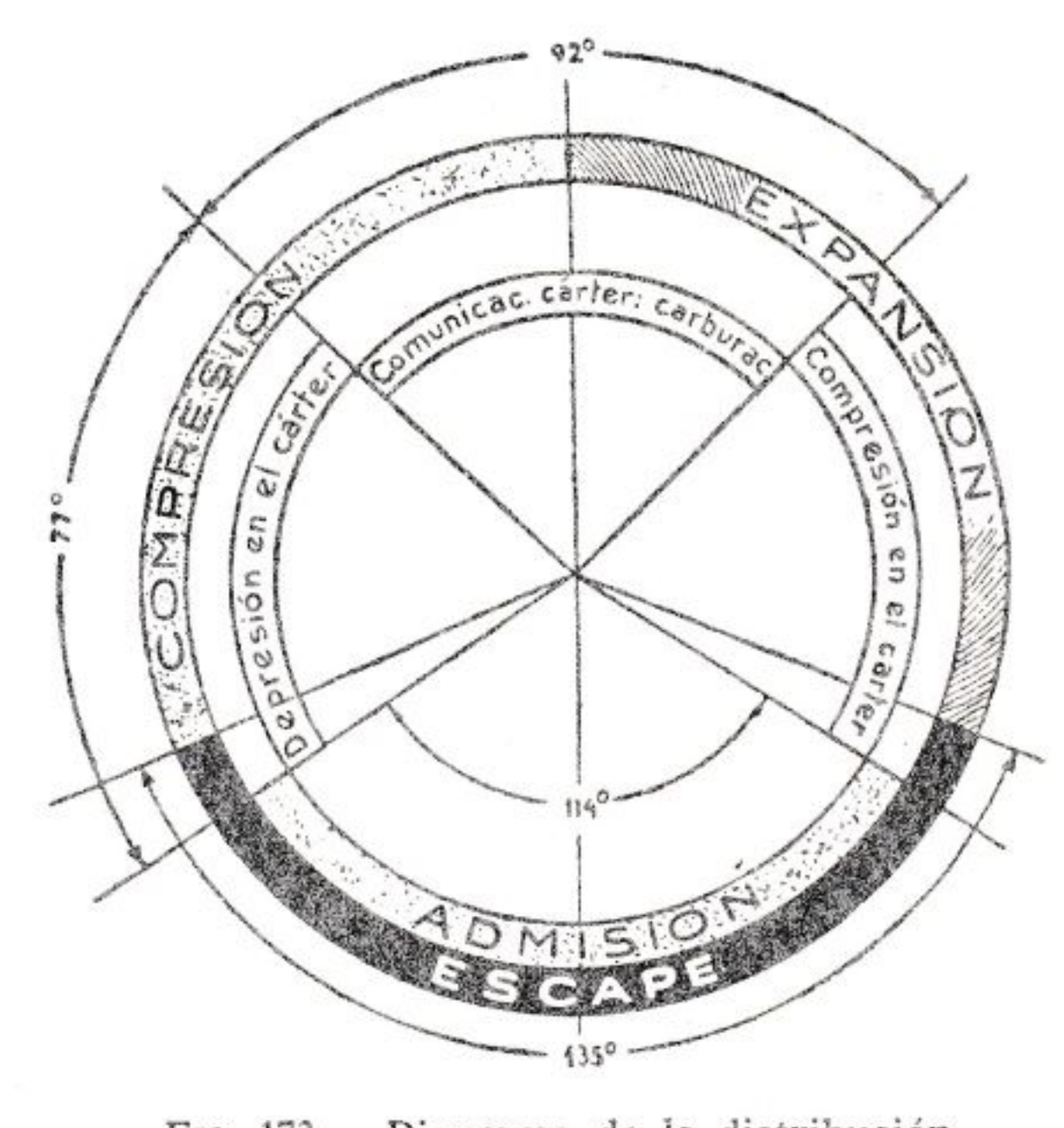


FIG. 173. — Diagrama de la distribución del motor de ciclo Otto, de 2 tiempos.

con *pistón separado* (fig. 170); por las complicaciones constructivas que presentan, se usan casi exclusivamente en los grandes motores Diesel. En los motores provistos de tres lumbreras y compresor separado, aquéllas se reducen, de hecho, a dos, por cuanto queda eliminada la galería de aspiración.

En el caso de la compresión en el cárter, sistema muy difundido en los motores pequeños de encendido por chispa, la mezcla es comprimida en el cárter por medio del pistón durante su carrera de expansión, y enviada al cilindro en cuanto se abren las galerías de admisión. Una variante del mismo la constituye el tipo de *pistón escalonado* (figura 171).

El espacio interior del cárter debe ser tal que el volumen del gas introducido en el cilindro se aproxime cuanto sea posible al de la cilindrada V; en la construcción normal, tal volumen oscila entre 0,65 y 0,70 V, y el espacio del cárter correspondiente resulta, aproximadamente, igual a 2 V.

Exceptuando los casos en que se usan válvulas en culata, el gas de barrido y de carga se introduce en el cilindro a través de galerías abiertas lo más enfrente posible de las de escape. Al objeto de que el fluido introducido no salga directamente por las galerías de escape se dispone en la cabeza del pistón un *deflector,* que dirija la corriente fresca hacia la culata, o bien se da cierta inclinación a las lumbreras de admisión respecto a la superficie del cilindro.

Es necesario expulsar la máxima cantidad de gases con la mínima pérdida de aire o de mezcla; como quiera que ésta ha de ser llevada a una presión superior a la de los gases de combustión, y ello requiere un cierto trabajo de compresión, el trabajo perdido es tanto mayor cuanto mayor resulte la cantidad de aire o mezcla que se pierda por el escape. En el caso en que el fluido sea una mezcla de aire y gasolina, cualquier pérdida en el escape es también causa natural y evidente de un mayor consumo.

En la figura 172 mostramos un ejemplo de un diagrama de la distribución en un gran motor lento de inyección, y, en la figura 173, otro relativo a un motor pequeño de carburación con tres lumbreras, completado con el diagrama de la distribución por precompresión en el cárter.

XIV. 11. El barrido

Los motores de 2 tiempos se diferencian entre sí de acuerdo con el recorrido que efectúa la columna del fluido en el cilindro durante la fase de barrido, es decir, durante el tiempo en que se verifican simultáneamente el escape y la admisión.

El barrido puede ser de **vuelta** o de corriente refleja, y **uniflujo** o de trayectoria única.

El **barrido de vuelta,** característico de los motores provistos de tres lumbreras, puede obtenerse de varias formas, cuyos esquemas principales son:

a) *Barrido transversal.* Las lumbreras de escape y de admisión están unas enfrente de las otras; para impedir una salida prematura de la carga fresca por el escape es necesario disponer un *deflector* en el cielo del pistón, en forma de tejadillo (fig. 174 *a*) o *esférico* (fig. 174 *b*).

b) *Barrido de lazo sistema Schnürle* (fig. 174 *c*). Las lumbreras de escape están dispuestas lateralmente a las de admisión, y la mezcla es dirigida hacia arriba inclinando las lumbreras de admisión (DKW, Innocenti, «Lambretta»).

c) *Barrido de tres corrientes* (fig. 174 *d*). Las corrientes de admisión, que entran por unas galerías dispuestas enfrente de las de escape, son corregidas por dos corrientes laterales (Zündapp).

d) *Barrido de corrientes encontradas* (fig. 174 *e*). Las dos lumbreras de escape están dispuestas una enfrente de la otra, y las de admisión a 90° de éstas. Las corrientes de barrido son conducidas por la superficie de la cabeza del pistón y se dirigen hacia la culata (Williers), o bien desembocan, inclinadas, en el cilindro para reunirse en la culata (Ardie). En los diversos tipos Bekamo, las dos corrientes son conducidas por un deflector simétrico colocado en el pistón (fig. 174 *f*).

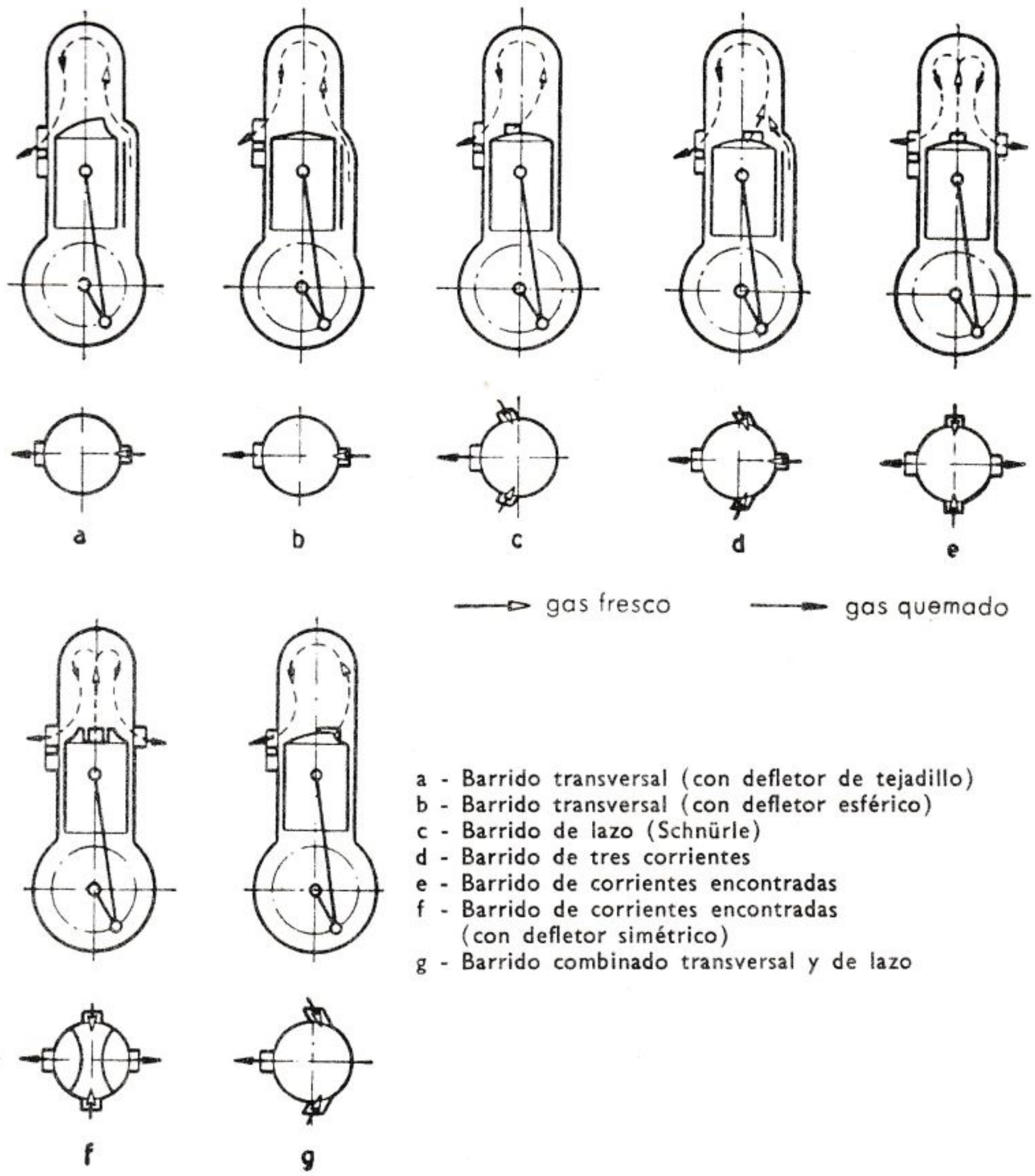


FIG. 174. — Sistemas de barrido de vuelta.

e) *Barrido combinado, transversal y de lazo* (fig. 174 *g*). Las lumbreras de admisión están dispuestas a los lados del eje del cilindro. Las corrientes están dirigidas hacia lo alto por un pequeño deflector (Piaggio «Vespa»).

El **barrido uniflujo** resulta cuando los orificios para la admisión y el escape están dispuestos en las extremidades opuestas del cilindro, lo cual se obtiene por medio de:

1) Dos pistones opuestos (Junkers, Doxford, Napier «Deltic», Rolls Royce, Leyland, figura 175) o con cilindros en *U* (Puch, Garelli, Iso y Zoller, fig. 176).

2) Con pistón escalonado y cámara del cilindro anular (Schliha, figura 177), o con distribución por válvulas (General Motors, fig. 178).

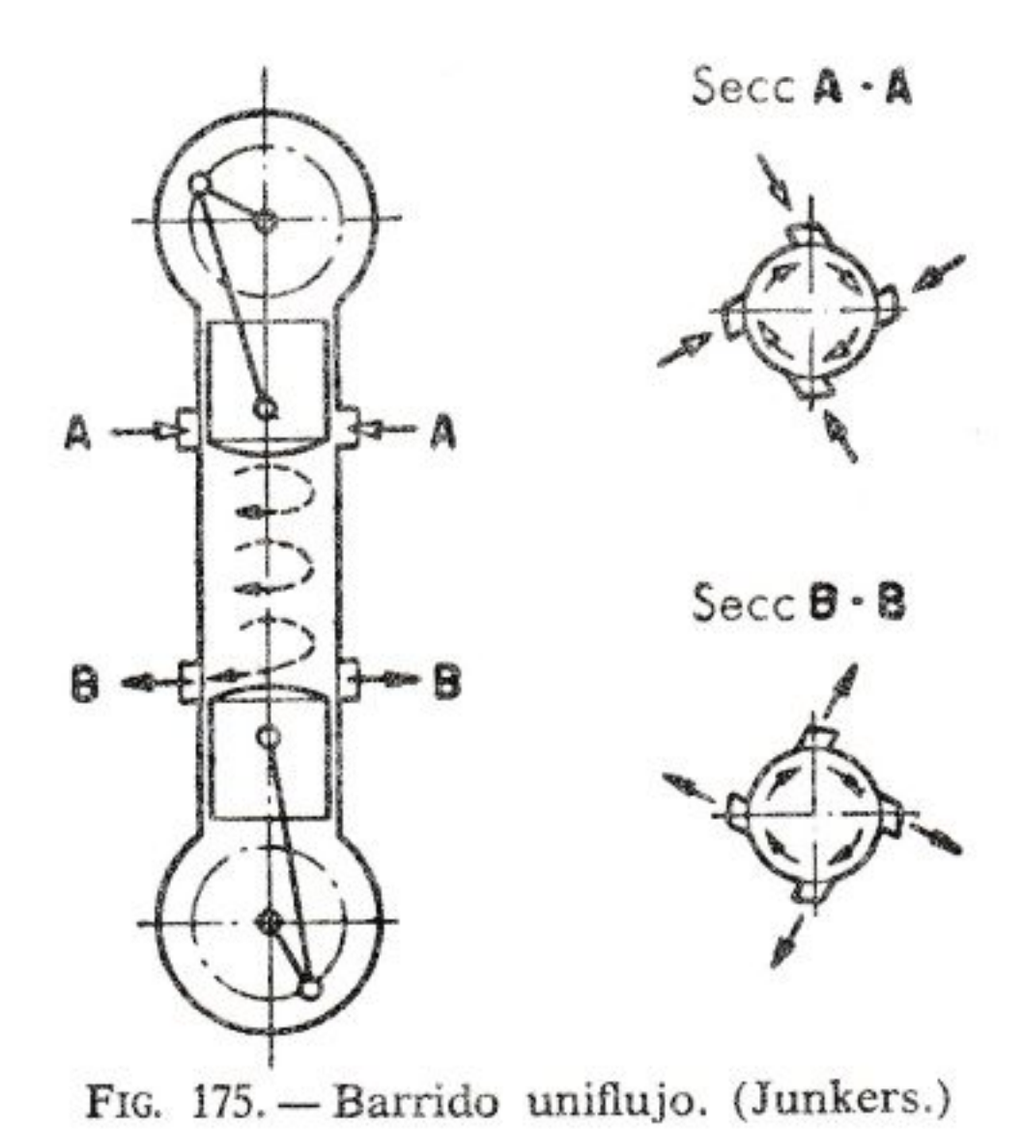


FIG. 175. — Barrido uniflujo. (Junkers.)

La corriente unifluja puede ser *en espiral* (fig. 175), y se obtiene haciendo tangenciales al cilindro (Junkers, Schauer) las lumbreras de acceso.

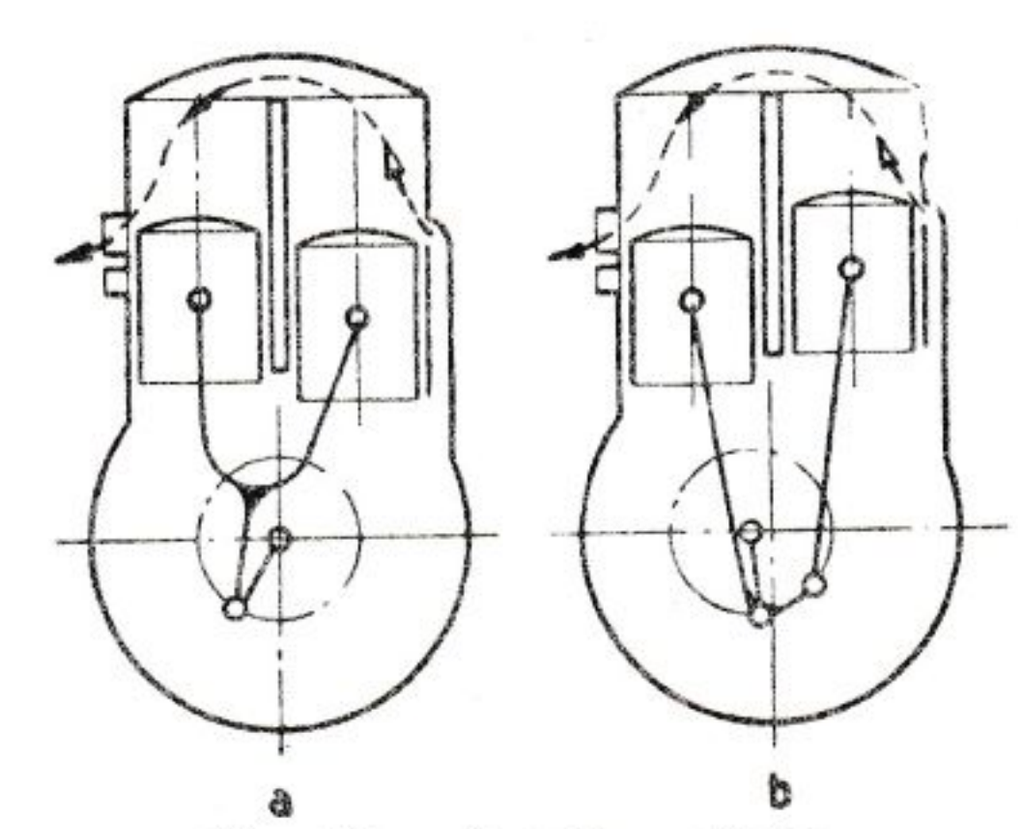


FIG. 176. — Barrido uniflujo
a, Puch; b, Zoller.

La distribución por válvulas se introdujo precisamente para lograr el barrido uniflujo, y tiene, además, la ventaja de facilitar el empleo de la sobrealimentación.

Además de los sistemas de barrido descritos, existen otros varios, introducidos, sobre todo, por los constructores de *motores Diesel marinos,* tanto para barrido uniflujo como para el de vuelta.

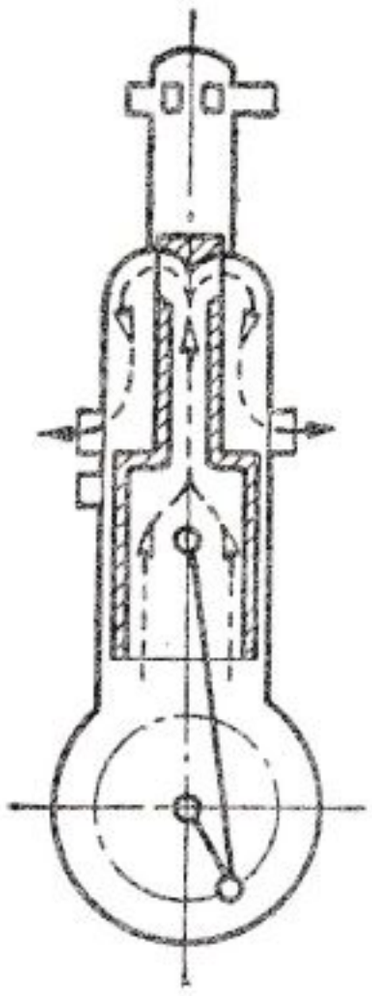


FIG. 177. — Barrido Schliha.

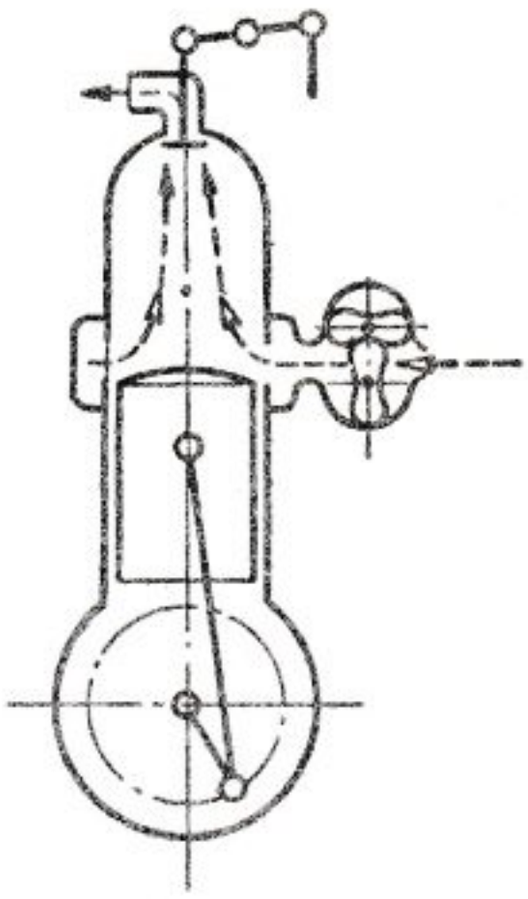


FIG. 178. — Barrido uniflujo con válvula en culata.

Barridos uniflujos con escape a través de válvulas en culata los realizan la casa Burmeister Wain, Gothawerke y otras, según el esquema de la figura 179. La solución con una válvula de corredera para el escape (fig. 180) está hoy en día totalmente descartada.

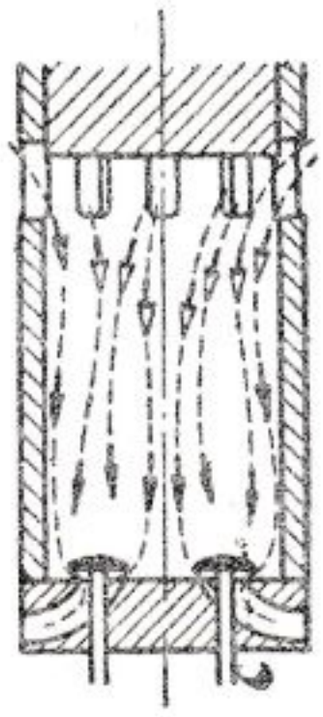


FIG. 179. — Barrido uniflujo con válvulas en culata.

La disposición más adoptada por sus características de simplicidad y economía es la del *barrido de vuelta,* según el tipo representado en la figura 181, en la cual se ha querido poner en evidencia cómo se forman torbellinos en la parte alta del cilindro, por cuyo motivo se verifica un barrido incompleto cuando las galerías no están racionalmente distribuidas y orientadas. Para perfeccionar este barrido, los diversos constructores han introducido algunas variantes que han dado óptimos resultados; la figura 182 representa la solución adoptada por la casa A.E.G., y la figura 183, la correspondiente al tipo MAN: en éste, como puede verse, se ha reducido la carrera útil del pistón. La figura 184 se refiere al sistema adoptado por la casa Krupp: la corriente de aire que entra ya con una muy ostensible inclinación hacia arriba, está desviada, además, tangencialmente a las paredes del cilindro por la acción de dos corrientes —una entrante y otra saliente—, producidas por dos pequeñas galerías auxiliares.

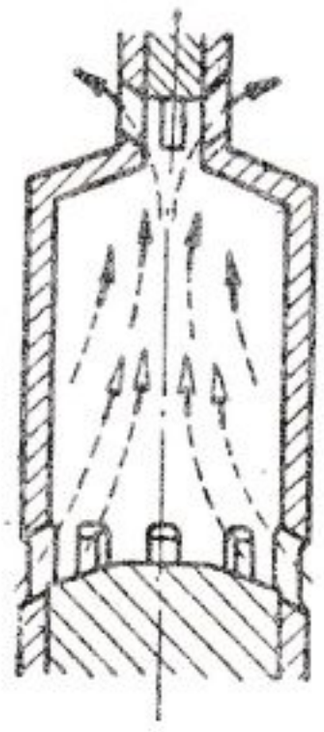


FIG. 180. — Barrido uniflujo con válvula de corredera.

Para mejorar la carga del cilindro en los motores Diesel lentos, los constructores tienden a prolongar la fase de entrada del aire después

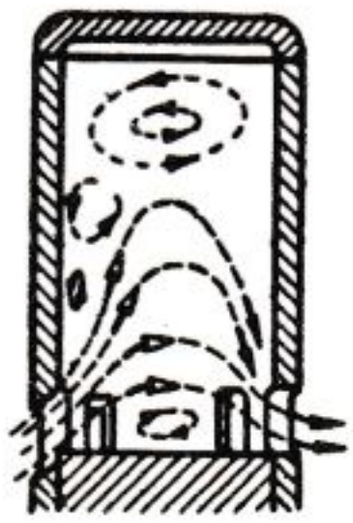


FIG. 181.

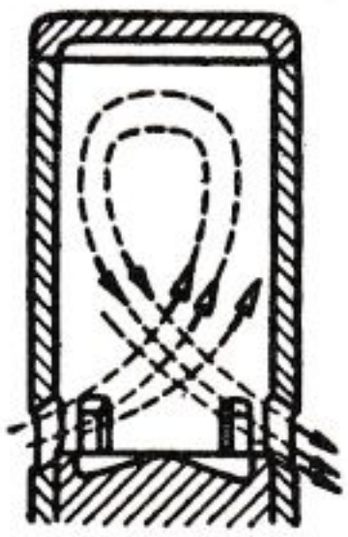


FIG. 182.

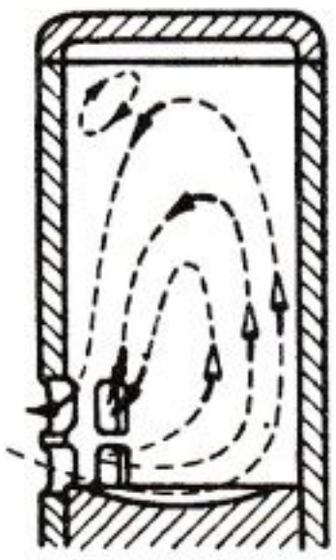


FIG. 183.

FIG. 184.

de haber sido cerradas por el pistón las galerías de escape (procedimiento al que ya hemos hecho referencia al estudiar los diagramas de presión).

Para obtener este resultado hay que añadir galerías suplementarias de admisión, o bien prolongar las de barrido hacia arriba por encima de las de escape. Como, de esta forma, las lumbreras de admisión se descubren antes que las de escape, es necesario impedir que los gases de combustión pasen al colector de aire; hay que montar, por tanto, *válvulas* llamadas *de barrido* —las cuales suelen ser automáticas, *de disco o de lámina,* o bien *de correderas,* en caso de ser accionadas—, que tan sólo se abren cuando, por haberse descargado la mayor parte de los gases, la presión en el cilindro es ligeramente inferior a la del aire en el colector de barrido, y se cierran después de haber sido cubiertas por el pistón las lumbreras de admisión. En la figura 185 se muestra un ejemplo de motor con válvula de barrido de corredera.

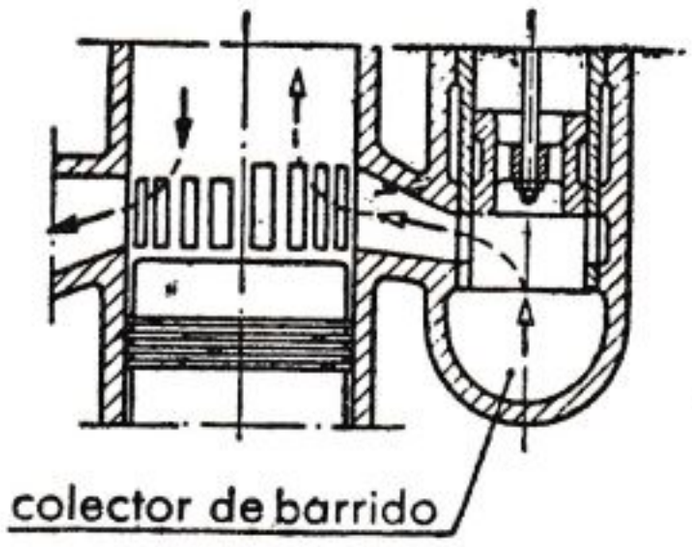


FIG. 185. — Distribución con válvula barrido de corredera.

XIV. 12. Rendimiento del barrido en los motores de 2 tiempos

En los motores de 2 tiempos, el concepto de rendimiento volumétrico está sustituido por el de *rendimiento de barrido.*

El barrido del cilindro debe satisfacer a tres necesidades o condiciones fundamentales:

a) máxima carga de gas fresco;

b) máxima eliminación de gases de combustión;

c) mínima pérdida de gas fresco por el escape.

La medida según la cual se satisfacen estas condiciones está indicada por las relaciones que se dan a continuación, en las cuales asigna? nos con:

P, el peso de la carga que en las condiciones de entrada en el cilindro ocuparía la cilindrada del motor, es decir, el peso de la carga teórica;

P_f, el peso de la carga que suministra, en un ciclo el órgano dispuesto para el envío del fluido;

P_e, el peso de gas fresco efectivamente utilizado;

P_r, la cantidad en peso de gases de combustión residuales.

Definimos como:

coeficiente teórico de barrido, la relación

$$\eta_t = \frac{P_f}{P};$$

rendimiento cuantitativo de barrido, la relación

$$\eta_{qt} = \frac{P_e}{P_f};$$

rendimiento efectivo de barrido, el producto

$$\eta_e = \eta_{qt}\ \eta_t = \frac{P_e}{P_f} \cdot \frac{P_f}{P} = \frac{P_e}{P};$$

grado de relleno, la relación

$$\xi = \frac{P_e + P_r}{P};$$

rendimiento cualitativo de barrido, la relación

$$\eta_{ql} = \frac{\eta_e}{\xi} = \frac{P_e}{P}\ \frac{P}{P_e + P_r} = \frac{P_e}{P_e + P_r}.$$

Para los motores rápidos de 2 tiempos con precompresión de la mezcla en el cárter, las magnitudes características anteriormente definidas siguen, por lo general, la marcha indicada en el diagrama de la figura 186. La marcha de la curva del grado de relleno ξ de la figura indica que a través de las lumbreras de escape se produje un flujo uniforme del paso pulsante de la columna de gas al conducto de escape.

Observando la figura 186, se llega fácilmente a la conclusión de que, para mejorar de manera decisiva el rendimiento del motor de 2 tiempos, no hay otro camino que efectuar el barrido con aire en lugar de

mezcla aire-combustible. Evidentemente, esta solución sólo es realizable sustituyendo la alimentación mediante carburación por la inyección directa en el cilindro.

En los motores de 2 tiempos en los cuales el aire se manda al cilindro por medio de un compresor que, al ser comprimido, eleva su temperatura, hay una gran ventaja respecto al rendimiento si se interpone un enfriado entre compresor y cilindro.

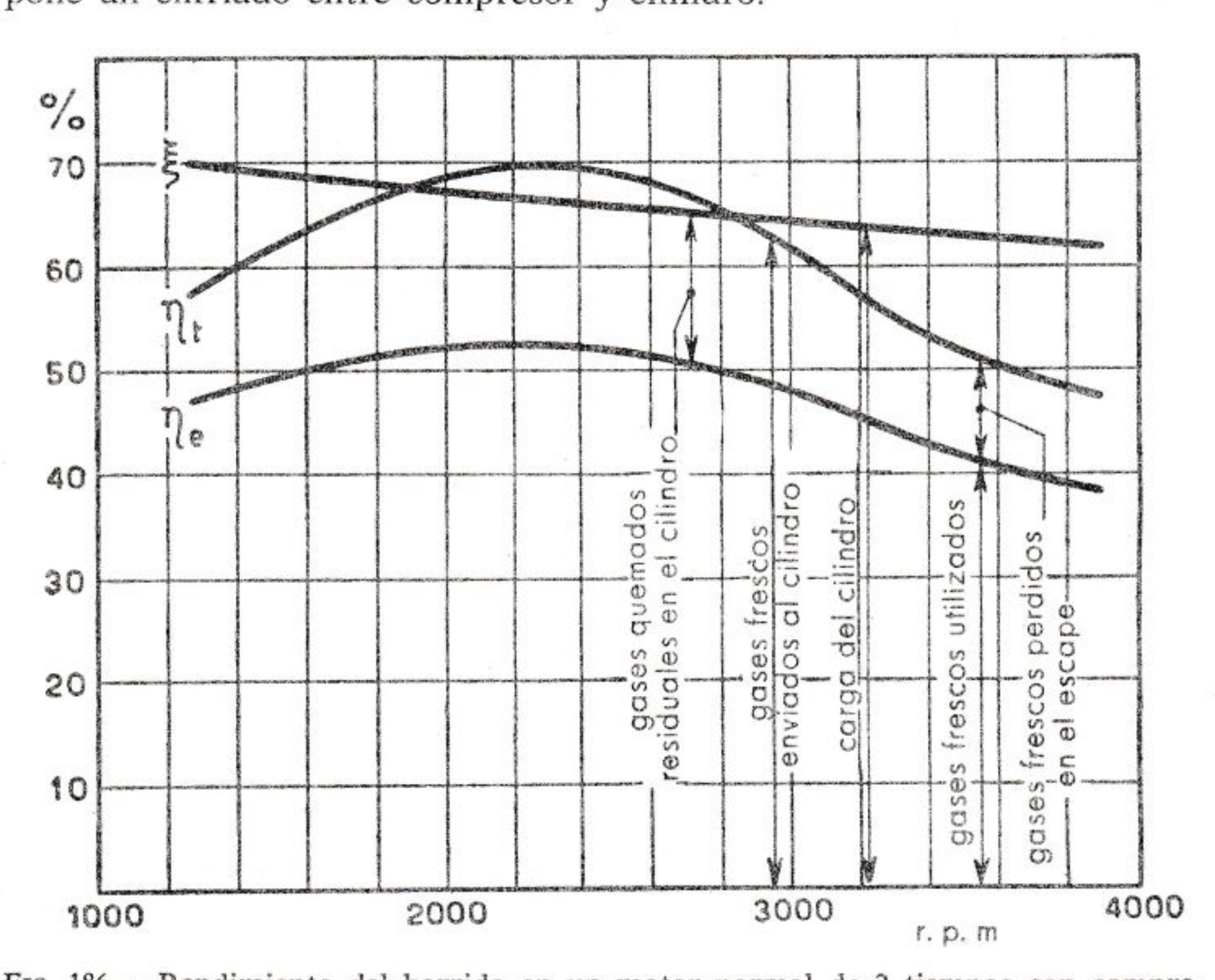


FIG. 186. — Rendimiento del barrido en un motor normal de 2 tiempos con compresión de la mezcla, en el cárter.

En la figura 187 se comparan, desde el punto de vista del rendimiento cualitativo de barrido, los tres sistemas más notables.

En el motor de 2 tiempos, la considerable superposición de las fases de expulsión y aspiración hace que el relleno del cilindro esté mucho más influido por las ondas de presión en el escape que en el motor de 4 tiempos.

Es sabido que la rápida abertura de las lumbreras de escape provoca una súbita caída de presión en los gases combustos a la salida del cilindro; a consecuencia de las elasticidad el gas, se establece en el conducto un movimiento pulsativo que origina una pulsación en la presión del interior del cilindro, cuyo período —intervalo de tiempo entre dos ondas sucesivas de presión o depresión— depende esencialmente

de la longitud del conducto y del volumen del sistema de escape. Según que la abertura de las lumbreras de barrido se verifique en el momento en que la presión en el cilindro alcance su valor mínimo —inferior al de la atmósfera— o su valor máximo, se ejerce sobre la carga entrante una acción de demanda u oposición que mejora o empeora, respectivamente, el barrido y el relleno, con el consiguiente incremento o disminución de la potencia.

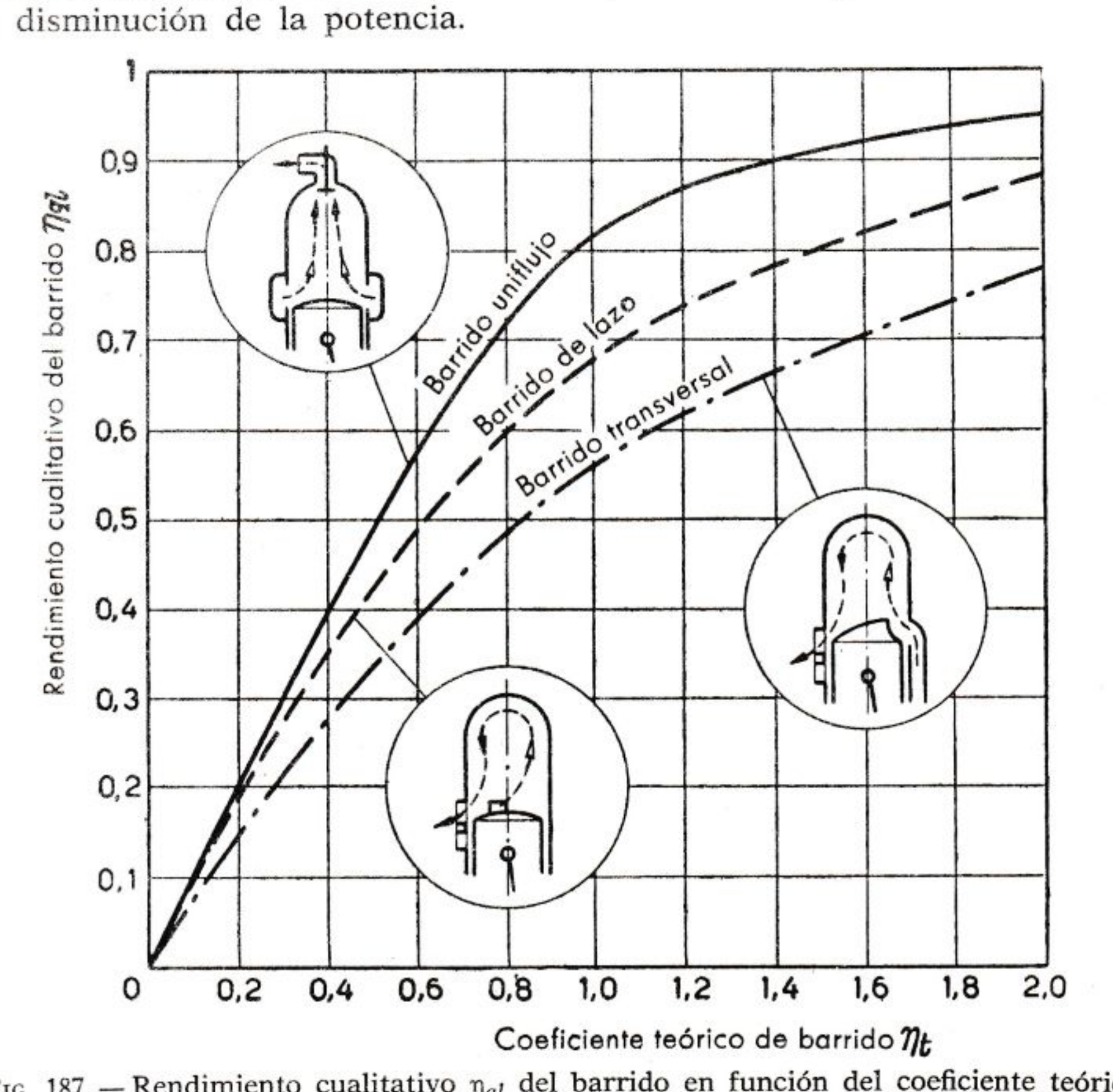


FIG. 187. — Rendimiento cualitativo η_{ql} del barrido en función del coeficiente teórico η_t para los tres principales sistemas de barrido.

Existen aplicaciones en las cuales se aprovecha el fenómeno descrito para efectuar el barrido *por inercia* sin necesidad del auxilio de la bomba de barrido (sistema «Kadenacy»). Pero están limitados a motores de 2 tiempos para instalaciones fijas, porque siendo independiente del régimen del motor el período de oscilación propio del sistema, sólo se puede aprovechar la concordancia entre las oscilaciones de presión y las fases de barrido en un limitado campo de revoluciones —el correspondiente al régimen del motor—. Generalmente hay que adoptar diversos dispositivos para el momento de arranque, durante el cual no es posible el barrido por inercia.

CAPÍTULO XV

LOS CAMONES Y LA CADENA CINEMÁTICA DE LA DISTRIBUCIÓN

XV. 1. Premisa

Resumiendo cuanto queda expuesto en los párrafos XIV. 5, 6, 7, nos proponemos dar a conocer al lector en este capítulo los principales problemas mecánicos que se presentan a los proyectistas del sistema de mando de las válvulas de un motor.

En los párrafos que siguen plantearemos y resolveremos las ecuaciones de la alzada, de la velocidad y de la aceleración de los taqués de plato y de rolete para los diversos trazados del perfil de algunos tipos de camones diseñados simplemente con pocos arcos de círculo. Después analizaremos el problema más bien complejo del movimiento real de la válvula en comparación con el definido por el camón. A regímenes de rotación muy elevados, el movimiento de la válvula no siempre sigue la ley definida por la forma del camón y resulta importante conocer las razones y los remedios para no incurrir, no sólo en ruido excesivo, sino también en funcionamiento irregular del motor y, desde luego, en roturas de los órganos de la distribución.

Ilustraremos, además, algunas importantes particularidades del muelle de la válvula. Por último, y para el tipo de camón con taqué de plato, desarrollaremos el procedimiento, hoy normal en la técnica motorística más desarrollada, según la cual, partiendo de algunos determinados diagramas de aceleración del plato, se obtienen los diagramas de la velocidad y de la alzada que de aquéllos se derivan. El diagrama de la alzada así obtenido es suficiente para construir el camón. Como veremos, los diagramas de aceleración se eligen, en este caso, teniendo presente:

a) La simplicidad de cálculo, es decir, de integración (del diagrama de la aceleración se han de obtener rápidamente los diagramas de la velocidad y de la alzada).

b) La posibilidad de obtener el máximo grado de plenitud del motor.

c) La posibilidad de reducir al mínimo, en los regímenes más elevados, los movimientos vibratorios y, por tanto, el ruido de la cadena cinemática de la distribución.

XV. 2. Camón de arco de círculo para taqué con platillo

Haciendo referencia a la figura 188, cuando el contacto entre camón y plato se produce en un punto *P*, comprendido en el trayecto 1-2 correspondiente al *flanco del perfil*, resulta que después de un ángulo θ' (comprendido entre *cero* y θ_1') de rotación del camón, la correspondiente *alzada del plato* está dada por

$$h_\theta = (R_1 - R_0)\ (1 - \cos\theta') = D_1\ (1 - \cos\theta'). \qquad (1)$$

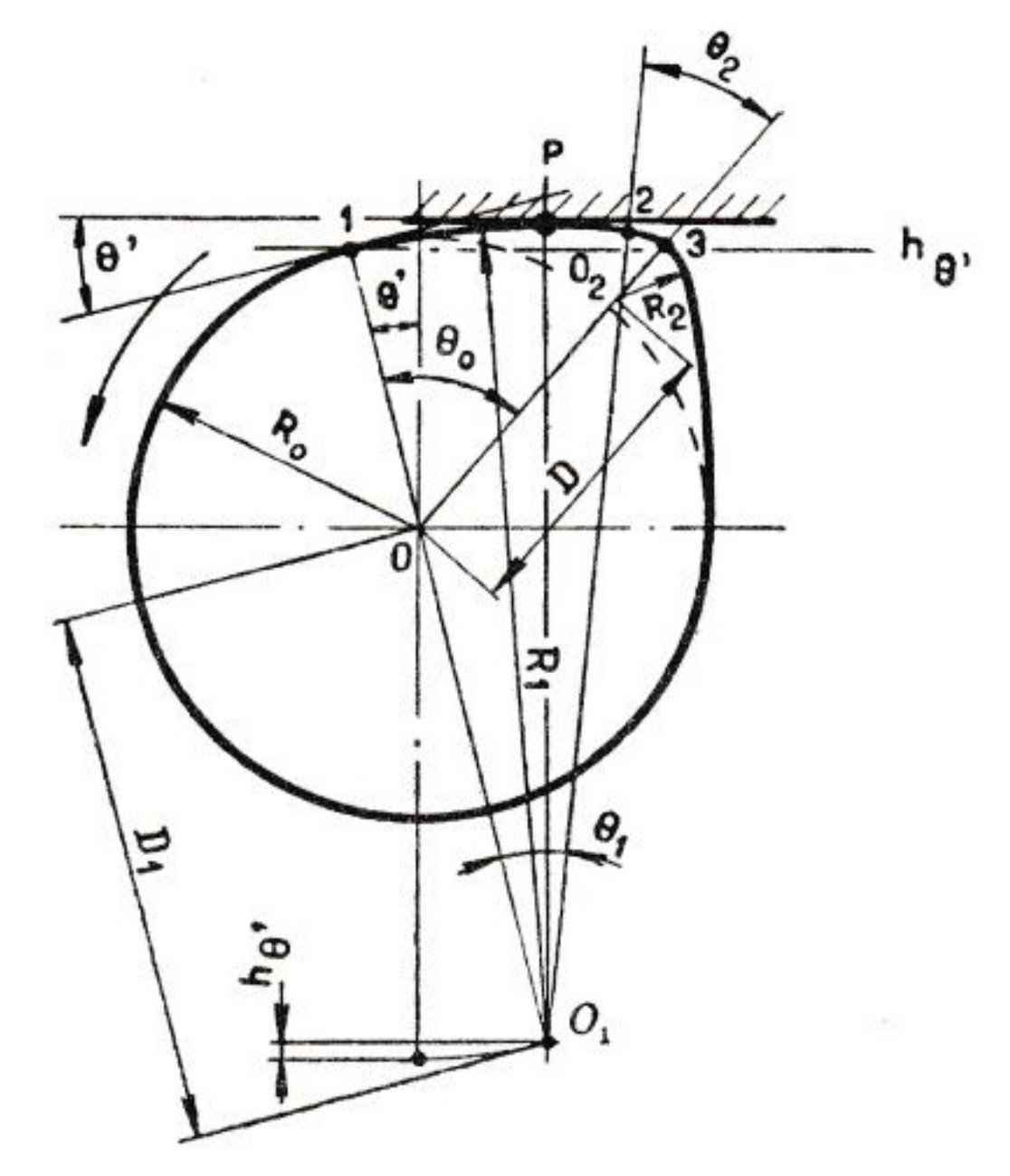


FIG. 188. — Camón con platillo sobre el flanco (aceleración positiva).

Como en un tiempo infinitésimo *dt*, la alzada aumenta en un valor *dh*, la velocidad instantánea de alzada del plato está dada por $V = \dfrac{dh}{dt}$, es decir, de la derivada respecto al tiempo de la expresión de la alzada. La *velocidad de alzada* en correspondencia al ángulo θ' será:

$$V_{\theta'} = \frac{dh}{dt} = \frac{dh}{d\theta'}\ \frac{d\theta'}{dt},$$

pero $\dfrac{d\theta'}{dt}$ es la velocidad angular del eje de camones, por lo cual, siendo ω la velocidad angular del eje motor, se tiene (para un motor de 4 tiempos): $\dfrac{d\theta'}{dt} = \dfrac{\omega}{2}$ y, por tanto, recordando la expresión (1) de la alzada:

$$V_{\theta'} = \frac{\omega}{2}\ (R_1 - R_0)\ \text{sen}\ \theta' = \frac{\omega}{2}\ D_1\ \text{sen}\ \theta'.$$

La *aceleración* se obtiene evidentemente derivando la expresión de la velocidad:

$$a_{\theta'} = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{d\theta'}\,\frac{d\theta'}{dt} = \left(\frac{\omega}{2}\right)^2 (R_1 - R_0)\cos\theta' = \left(\frac{\omega}{2}\right)^2 D_1 \cos\vartheta'.$$

De las fórmulas halladas se deduce que se pueden variar los radios de

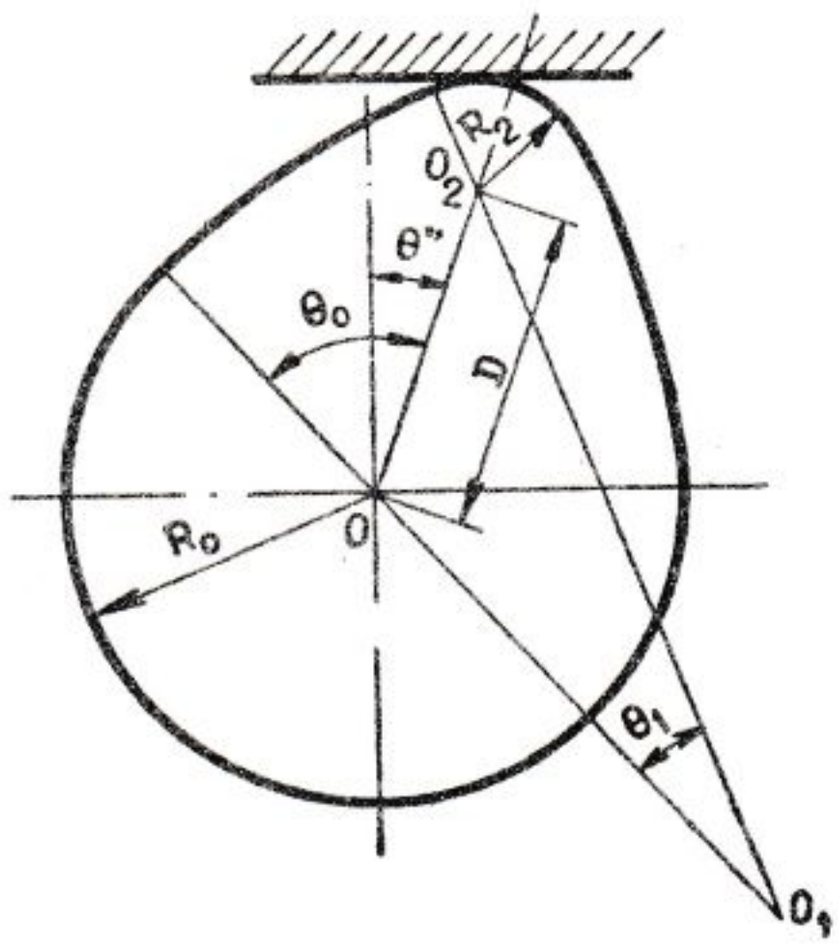


FIG. 189. — Camón con platillo sobre el círculo de cabeza (aceleración negativa).

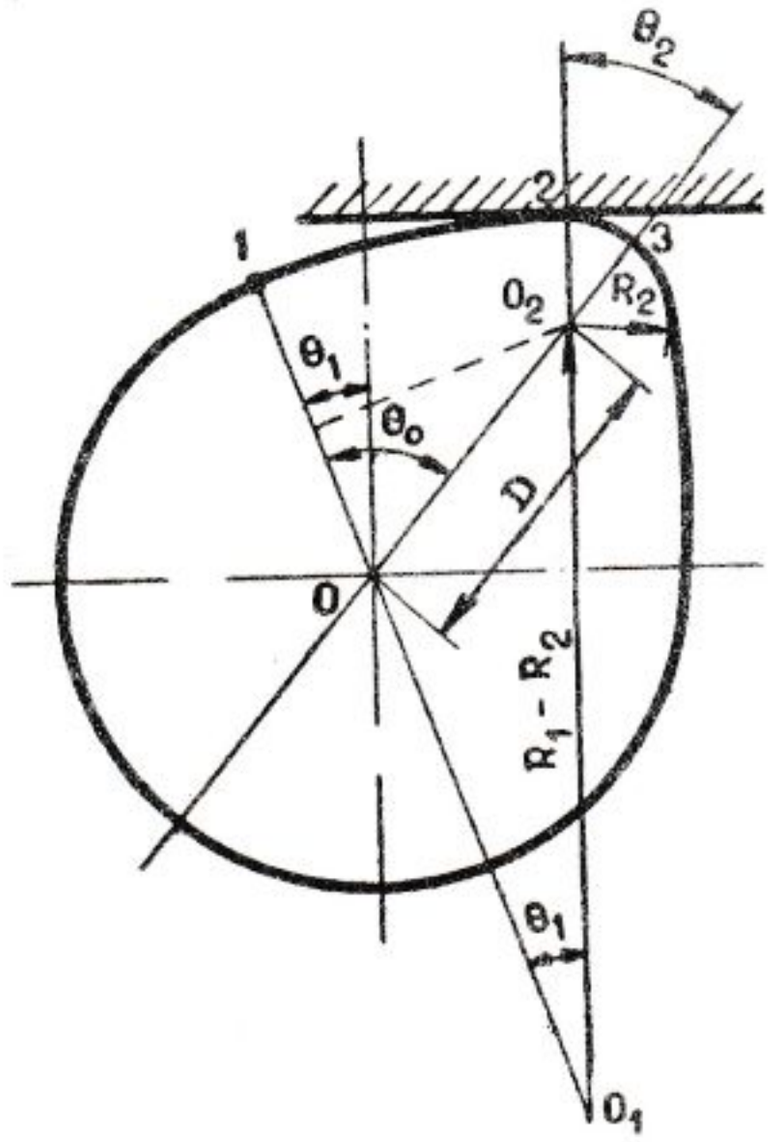


FIG. 190. — Camón con platillo sobre el punto de ataque (inversión de la aceleración).

curvatura aumentando o disminuyendo todos en una cierta cantidad constante sin que varíen las leyes cinemáticas de la distribución.

Esto es muy importante por el hecho de que la construcción del camón se hace partiendo de una plantilla de grandes dimensiones que sirve de «copia patrón» en la máquina rectificadora, por lo que no influyen sobre el valor de la alzada las eventuales variaciones del círculo base originadas de imperfecciones de trabajo.

Examinando ahora el tramo que forma la *cresta del perfil,* vemos que la alzada máxima vale:

$$H = D + R_2 - R_0.$$

En correspondencia con un ángulo θ'' (fig. 189) de rotación del camón —ángulo comprendido entre cero y θ_2, medido partiendo del punto 3 hacia el punto 2 (fig. 190)— tenemos:

Alzada del taqué:

$$h_{\theta''} = H - D\,(1 - \cos\theta'').$$

Velocidad de la alzada del taqué:

$$V_{\theta''} = \frac{dh}{dt} = \frac{dh}{d\theta''}\,\frac{d\theta''}{dt} = -\frac{\omega}{2}\,D \operatorname{sen}\theta''$$

Aceleración:

$$a_{\theta''} = -\left(\frac{\omega}{2}\right)^2 D \cos \theta''$$

Cuando el contacto se verifica en el punto 2 (fig. 190), resulta $\theta'' = \theta_2$ y, por tanto:

$$h_{\theta_2} = H - D\,(1 - \cos \theta_2),$$

$$V_{\theta_2} = -\frac{\omega}{2} D \operatorname{sen} \theta_2, \qquad a_{\theta_2} = -\left(\frac{\omega}{2}\right)^2 D \cos \theta_2$$

El radio de la curvatura de los flancos depende del radio de la base, del de la cresta y del ángulo que ha de girar el camón para obtener la alzada máxima. Este ángulo, como ya hemos visto, es, por lo general, igual a la mitad del ángulo de abertura de la válvula.

Con referencia a la figura 190:

$$(R_1 - R_2)^2 = (D \operatorname{sen} \theta_0)^2 + R_1 - R_0 + D \cos \theta_0)^2;$$

$$R_1^2 + R_2^2 - 2\, R_1\, R_2 =$$

$$= D^2 \operatorname{sen}^2 \theta_0 + R_1^2 + R_0^2 + D^2 \cos^2 \theta_0 - 2\, R_1\, R_0 + 2\, R_1\, D \cos \theta_0 - 2\, R_0\, D \cos \theta_0 =$$

$$= D^2 + R_1^2 + R_0^2 - 2\, R_1\, R_0 + 2\, R_1\, D \cos \theta_0 - 2\, R_0\, D \cos \theta_0:$$

$$2\, R_1\, (R_0 - R_2 - D \cos \theta_0) = D^2 - R_2^2 + R_0^2 - 2\, R_0\, D \cos \theta_0;$$

$$R_1 = \frac{D^2 - R_2^2 + R_0^2 - 2\, R_0\, D \cos \theta_0}{2\, (R_0 - R_2 - D \cos \theta_0)}.$$

Cuando $R_0 = R_2 + D \cos \theta_0$, R_1 se hace ∞ y el camón resulta de flancos rectilíneos.

XV. 3. Camón de arcos de círculos y flancos rectilíneos para taqué de rolete

Con referencia a la figura 191, la *alzada* del taqué después de haber girado el camón un ángulo θ', es:

$$h_{\theta'} = O\,A' - O\,K' = \frac{O\,K'}{\cos \theta'} - O\,K';$$

pero

$$O\,K' = R_0 + R',$$

por tanto:

$$h_{\theta'} = (R_0 + R')\left(\frac{1}{\cos \theta'} - 1\right).$$

La *velocidad de la alzada* está dada por

$$V_{\theta'} = \frac{dh}{d\theta'}\,\frac{d\theta'}{dt} = \frac{\omega}{2}\,\frac{dh}{d\theta'} = \frac{\omega}{2}\,\frac{\operatorname{sen} \theta'}{\cos^2 \theta'}\,(R_0 + R');$$

en los casos límite tenemos:

$$\text{para } \theta' = 0 \quad ; \quad V = 0;$$
$$\text{para } \theta' = 90^0 \quad ; \quad V = \infty.$$

La aceleración está dada por

$$a_{\theta'} = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{d\theta'}\,\frac{d\theta'}{dt} = \left(\frac{\omega}{2}\right)^2 \left(\cos\theta' \frac{1}{\cos^2\theta'} + \operatorname{sen}^2\theta' \frac{2}{\cos^3\theta'}\right)(R_0 + R')$$

$$= \left(\frac{\omega}{2}\right)^2 \left(\frac{1}{\cos\theta'} + \frac{2\operatorname{sen}^2\theta'}{\cos^3\theta'}\right)(R_0 + R'),$$

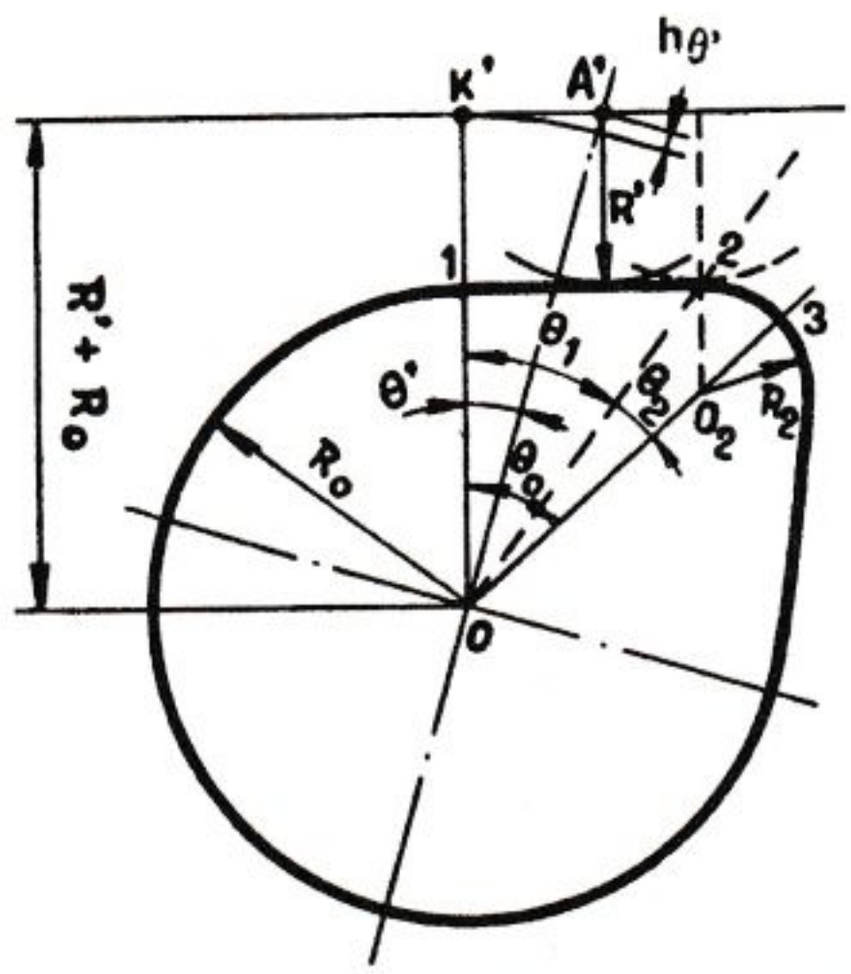


FIG. 191. — Camón con rodillos sobre el flanco (aceleración positiva)

de la cual obtenemos para $\theta' = 0$: $a_{\theta'} = \left(\frac{\omega}{2}\right)^2 (R_0 + R')$; la aceleración es, por lo tanto, igual a la aceleración centrípeta relativa al radio $(R_0 + R')$.

Con referencia a la figura 192, el ángulo θ_1, *para el cual cesa el contacto entre el rolete y el flanco rectilíneo,* se obtiene del siguiente modo:

$$\operatorname{tg}\theta_1 = \frac{A_2 H}{O H}$$

y siendo

$$A_2H = \sqrt{D^2 - (R_0 - R_2)^2},$$

resulta:

$$\operatorname{tg}\theta_1 = \frac{\sqrt{D^2 - (R_0 - R_2)^2}}{R_0 + R'}.$$

Respecto a la *cresta del perfil,* de la figura 193 se puede deducir que en este trayecto el cinematismo funciona como un sistema biela-manivela, cuyo radio de manivela es D y cuya longitud de biela vale $(R_2 + R')$.

Haciendo uso de las fórmulas normales del sistema biela-manivela y en correspondencia con el ángulo θ'' medido partiendo del punto 3 hacia el 2, podemos obtener:

a) La *alzada del taqué:*

$$h = H - x;$$

de la conocida expresión $x = r\ (1 - \cos\ \alpha) + L\ (1 - \sqrt{1 - \lambda^2\ \text{sen}^2\ \alpha})$, sustituyendo θ'' por α, D, por r y $(R_2 + R')$ por L, tenemos:

$$x = D\ (1 - \cos\ \theta'') + (R_2 + R')\left(1 - \sqrt{1 - \frac{D^2\ \text{sen}^2\ \theta''}{(R_2 + R')^2}}\right) =$$

$$= D\ (1 - \cos\ \theta'') + (R_2 + R') - \sqrt{(R_2 + R')^2 - D^2\ \text{sen}^2\ \theta''}.$$

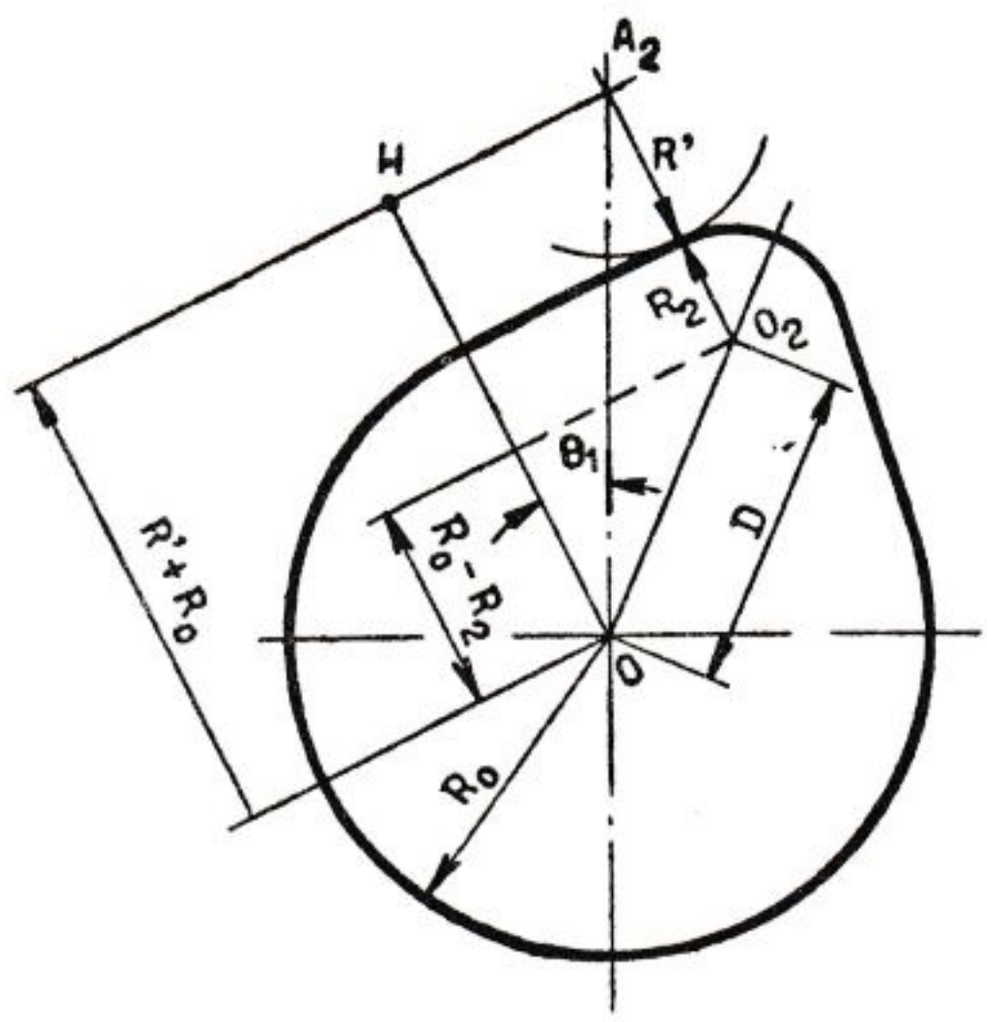


FIG. 192. — Camón con rodillo sobre el punto de ataque (inversión de la aceleración).

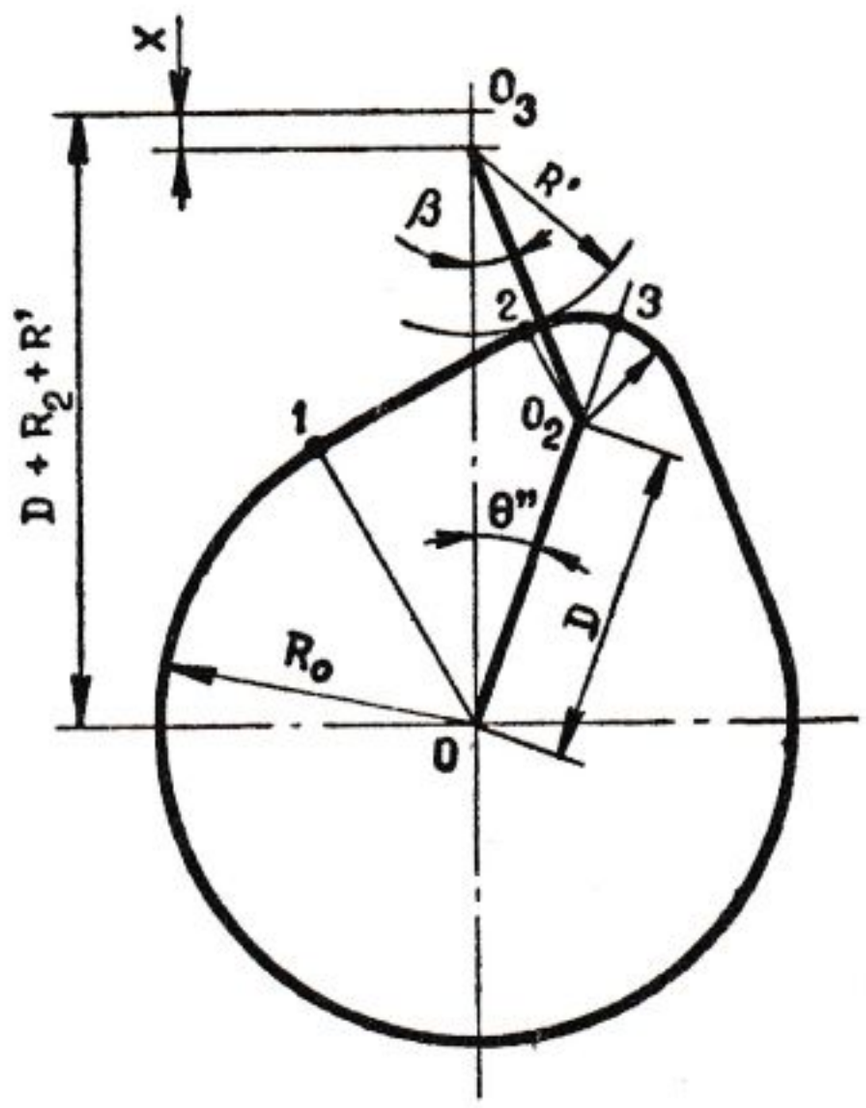


FIG. 192. — Camón con rodillo sobre el círculo de cabeza (aceleración negativa).

b) La *aceleración negativa máxima* cuando el taqué se halla en la posición de máxima alzada, correspondiente al punto muerto del sistema biela-manivela.

En efecto, en tal posición se tiene:

$$H = D + R_2 - R_0 \quad ; \quad V = 0.$$

De la conocida relación $a = \Omega^2\ r\ (1 + \lambda)$ se obtiene, efectuando las comunes sustituciones y recordando que es necesario poner $\Omega = \dfrac{u}{2}$:

$$a_{max} = -\left(\frac{\omega}{2}\right)^2 D\left(1 + \frac{D}{R_2 + R'}\right)$$

c) La *aceleración negativa* en correspondencia con el punto 2 en el que es $\theta_2 = \theta_0 - \theta_1$ (fig. 191). El valor de la aceleración está dotado por la conocida relación

$$a = \Omega^2 \, r \, (\cos \alpha + \lambda \cos 2 \, \alpha)$$

y, por tanto, vale:

$$a_2 = -\left(\frac{\omega}{2}\right)^2 D \left[\cos (\theta_0 - \theta_1) + \frac{D}{R_2 + R'} \cos 2 \, (\theta_0 - \theta_1)\right].$$

d) La *velocidad de alzada* que se calcula partiendo de la relación

$$V = \Omega \, r \left(\operatorname{sen} \alpha + \frac{\lambda}{2} \operatorname{sen} 2 \, \alpha\right).$$

resulta:

$$V = \frac{\omega}{2} D \left(\operatorname{sen} \theta_2 + \frac{1}{2} \frac{D}{R_2 + R'} \operatorname{sen} 2 \, \theta_2\right).$$

Se tienen así todos los elementos necesarios para trazar los diagramas de las alzadas, velocidad y aceleraciones.

El trazado de los diagramas de las alzadas, velocidad y aceleraciones puede también efectuarse por vía gráfica teniendo presente que la curva de la alzada es la integral correspondiente a la velocidad, y ésta, a su vez, integral de la curva de la aceleración.

Las fórmulas que sirven para calcular la alzada, velocidad y aceleración, en el caso en que el camón actúe sobre un balancín, son muy complejas, razón por la cual se recurre de ordinario a construcciones gráficas que son suficientemente precisas.

XV. 4. Camón para taqué de plato obtenido partiendo de un determinado diagrama de la aceleración

Entre las múltiples formas de diagramas de la aceleración que se pueden tomar como base de partida para obtener el diagrama de la alzada y, por tanto, el perfil del camón, pocos son los que ofrecen, con la simplicidad de cálculo, la posibilidad de obtener un buen grado de relleno del motor y un ruido despreciable en el funcionamiento. Del conjunto de ellas examinaremos las dos formas comúnmente adoptadas, a saber:

la de tramos de aceleración constante (fig. 194)

la de arcos de sinusoide (fig. 195).

Para cada tramo característico del diagrama de la aceleración prefijado, indicaremos las fórmulas que suministran la aceleración, la velocidad y la alzada.

Para trazar los diagramas de la velocidad y de la alzada será suficiente calcular con aquella fórmula, a intervalos adecuados o bien sólo

en algunos puntos característicos, los valores de la velocidad y de la alzada misma.

Para la construcción del camón por medio de planos tangentes a su perfil es necesario calcular los valores de la alzada para cada grado de rotación del camón; cada uno de estos valores constituirá la distancia radial a la cual, según su posición angular respecto al perfil del camón, será colocada la herramiento que genera los planos.

Por último, daremos también una breve reseña de los principios en que se basa el diagrama del *tipo polinomial* (fig. 196), que es bastante adoptado en la técnica automovilística.

Para todos los casos considerados despreciaremos la parte relativa a la rampa de ataque, la cual se indica con línea de trazos en la figura 194; ella está compuesta, en general, por un trayecto inicial brevísimo y elevada aceleración (igual a la máxima positiva) para llevar rápidamente la velocidad al valor de la de golpe admitida (tramo *AB*); sigue después un tramo de aceleración nula (*BO*), es decir, a velocidad constante. La amplitud de este trayecto es función de los huelgos previstos (tanto en caliente como en frío), en forma de asegurar que el golpe entre el plato y el camón ocurra siempre sobre la rampa de ataque (véase párrafo XIV. 9).

A) Diagrama de trayectos de aceleración constante (fig. 194).

Fijados H (en mm), θ_0 y θ_1 (en rad.), las tres magnitudes características a, v, h, para un valor genérico θ del ángulo de rotación del camón, están expresadas por las relaciones siguientes:

Para el Ier trayecto de aceleración positiva $a_p = \text{const}$, tenemos:

$$a_I = a_p = \text{const} \qquad \text{mm/rad}^2$$

$$v_I = \int_0^\theta a_I \, d\theta = a_p \theta \qquad \text{mm/rad}$$

$$h_I = \int_0^\theta v_I \, d\theta = \frac{a_p \theta^2}{2} \qquad \text{mm}$$

Para el *II° trayecto de aceleración negativa* $a_n = const$, puesto que ha de verificarse, evidentemente, la condición

$$a_p \theta_1 = - a_n (\theta_0 - \theta_1),$$

que expresa la igualdad de la velocidad al término del primer trayecto y al principio del segundo, tenemos:

$$a_{II} = a_n = - \left(\frac{a_p \theta_1}{\delta_0 - \theta_1} \right) = \text{const} \qquad \text{mm/rad}^2$$

$$v_{II} = v_{I\,(\theta=\theta_1)} + \int_{\theta_1}^{\theta} a_n \, d\theta = v_{I\,(\theta=\theta_1)} + a_n (\theta - \theta_1) \qquad \text{mm/rad}$$

$$h_{II} = h_{I\,(\theta=\theta_1)} + \int_{\vartheta_1}^{\vartheta} v_{II}\, d\theta = h_{I\,(\theta=\theta_1)} + \int_{\vartheta_1}^{\vartheta} \left[v_{I\,(\theta=\theta_1)} + a_n\,(\theta - \theta_1) \right] d\theta =$$

$$= \frac{a_p\,\theta_1^2}{2} + a_p\,\theta_1\,\theta - a_p\,\theta_1^2 + a_n \left(\frac{\theta^2 - \theta_1^2}{2} \right) - a_n\,(\theta_1\,\theta - \theta_1^2) \qquad \text{mm.}$$

Sustituyendo a_n por su valor en función de a_p, reuniendo en factor común los términos $a_p\,\theta_1$ y simplificando para $\theta = \theta_0$, tendremos:

$$H = h_{II\,(\theta=\theta_0)} = a_p\,\theta_1 \left[\frac{2\,\theta_0 + \theta_1}{2} - \frac{\theta_0 + \theta_1}{2} \right] = a_p\,\theta_1\,\frac{\theta_0}{2}.$$

De esta última obtenemos el valor positivo de la aceleración positiva, siendo conocidos, por haberlos fijado anteriormente, todos los otros términos:

$$a_p = \frac{H}{\theta_1\,\dfrac{\theta_0}{2}} \qquad \text{mm/rad}^2$$

Recordamos que para obtener los valores de la velocidad en mm/seg y los de la aceleración mm/seg², es necesario multiplicar por la velocidad angular de rotación del camón los valores de la velocidad en mm/rad, y por el cuadro de tal velocidad, los valores de las aceleraciones en mm/rad².

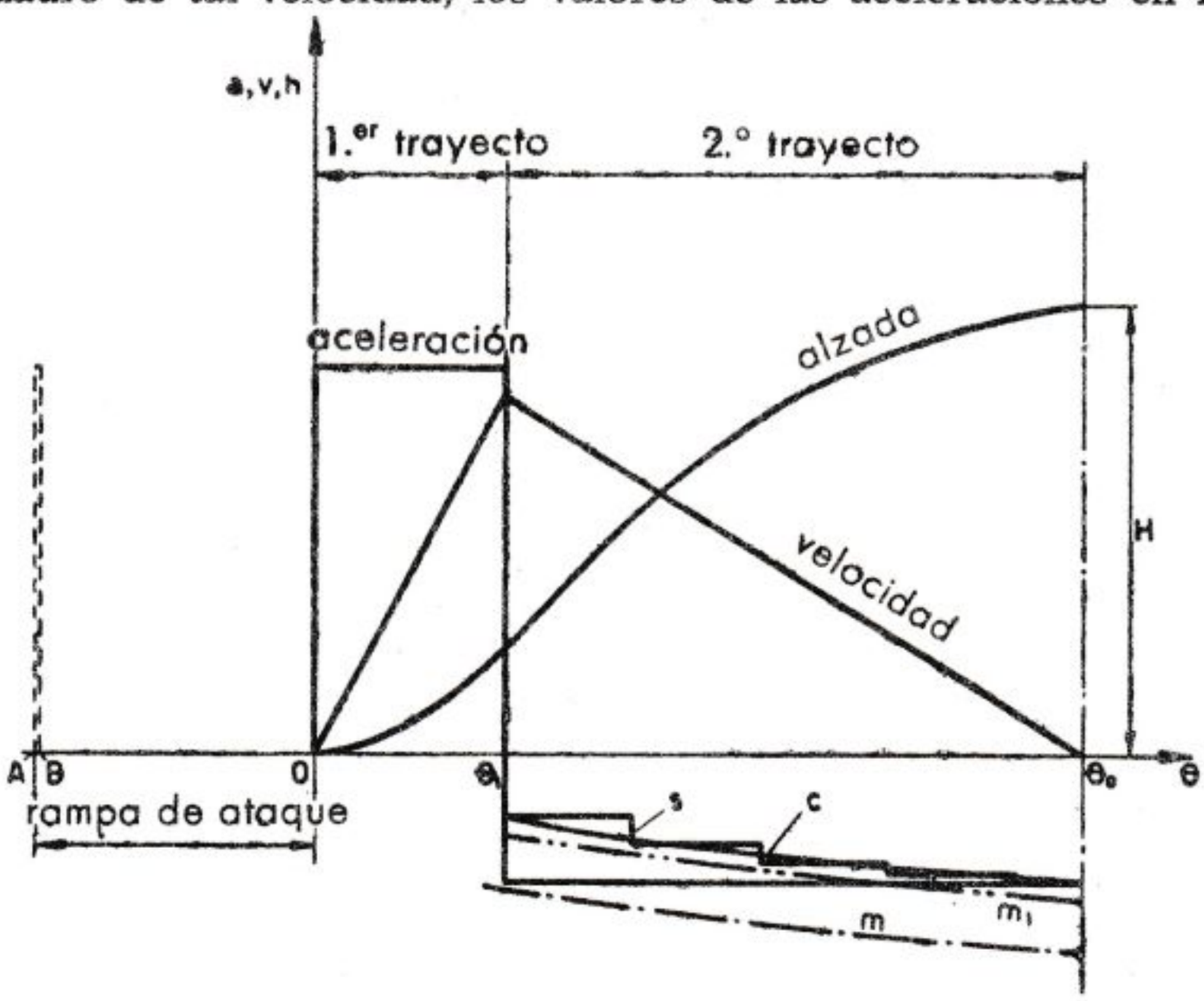


FIG. 194. — Diagrama de las alzadas y velocidades para diagrama de aceleración constante.

Refiriéndonos ahora al diagrama de aceleración negativa constante, observamos que el muelle, que tiene una carga adecuada para el punto de inicio de la aceleración negativa [1], a causa de la variación de carga del muelle

[1] El muelle ha de provocar una aceleración del conjunto móvil superior a la negativa dada por el camón (véase párrafo XIV. 8).

mismo durante la alzada, resulta sobredimensionado para el punto de alzada máxima (curva *m*). Por tanto, para reducir al mínimo las dimensiones del muelle, el diagrama de la aceleración negativa tendría que variar proporcionalmente a las alteraciones de carga [1] del muelle (curva m_1). Un diagrama de la aceleración negativa a escala (curva *s*) se aproxima ya a este requisito, mientras que se pueden obtener óptimos resultados adoptando un arco de cosinusoide (curva *c*), que resulta todavía fácilmente integrable.

B) Diagrama de arcos de sinusoide (fig. 195).

Fíjense los valores de H y de θ_0 y póngase:

$$\theta_1 = \frac{\theta_0}{3};$$

$m_I = \dfrac{\pi}{\vartheta_1}$ es la relación entre el ángulo correspondiente a la mitad del período de la sinuoside relativa al 1.er trecho y la amplitud angular del trayecto mismo;

$m_{II} = \dfrac{\pi/2}{(\theta_0 - \theta_2)} = \dfrac{m_1}{4}$ es la relación entre el ángulo correspondiente al cuarto del período de la sinusoide relativa al 2.° trecho y la amplitud angular del trayecto mismo.

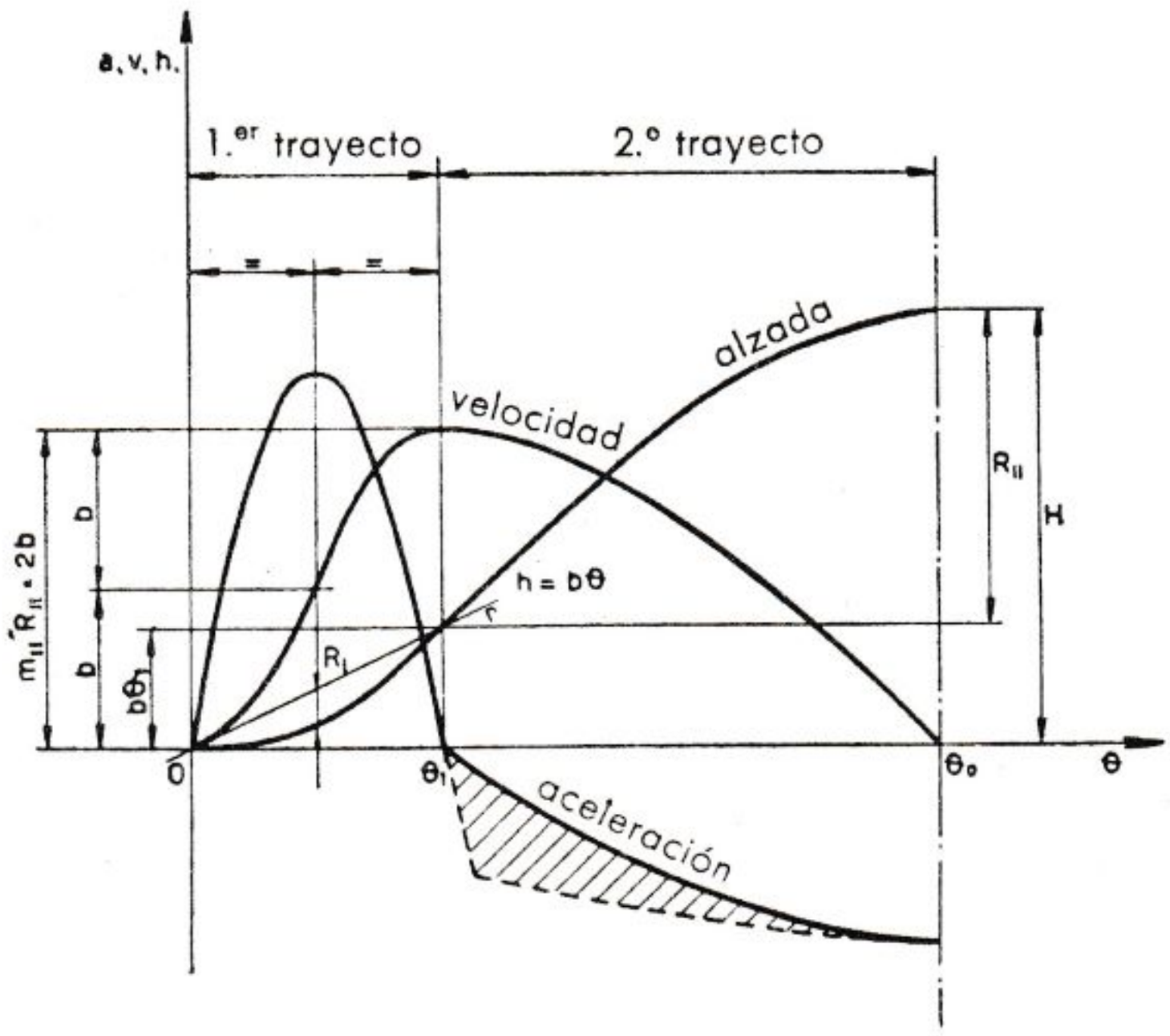


FIG. 195. — Diagrama de las alzadas y velocidades para diagrama de las aceleraciones de arco de sinusoide.

[1] Ha de seguir la marcha de las aceleraciones que transmite al conjunto móvil la carga variable del muelle.

Primer trayecto de aceleración positiva

Suponiendo que la alzada está representada por la ordenada comprendida entre el eje de las abscisas y la semionda negativa de la sinusoide, de amplitud máxima R_I, llevada sobre la recta r, de coeficiente angular b, con origen del ángulo $\theta = 0$, las tres magnitudes características a, v, h, para un valor genérico θ del ángulo de rotación del camón, están expresadas por las relaciones siguientes:

$$h_I = b\ \theta - R_I \text{ sen } (m_I\ \theta) \qquad \text{mm} \tag{1}$$

$$v_I = \frac{dh_I}{d\theta} = b - m_I\ R_I \cos\ (m_I\ \theta) \qquad \text{mm/rad} \tag{2}$$

$$a_I = \frac{dv_I}{d\theta} = m_I^2\ R_I \text{ sen } (m_I\ \theta) \qquad \text{mm/rad}^2$$

Como para $\theta = 0$ y $v_I = 0$, de la expresión (2) resulta:

$$b = m_I\ R_I\,.$$

Para $\theta = \theta_1$ $\left(\text{recordando que } m_I = \dfrac{\pi}{\theta_1}\right)$, de la expresión (1) obtenemos:

$$h_I = b\ \theta_1.$$

Segundo trayecto de aceleración negativa

Suponiendo que la alzada está representada por la ordenada comprendida entre el eje de las abscisas y el cuarto de onda positiva de la sinusoide, de amplitud máxima R_{II} desde la recta paralela hasta el eje de las abscisas a la distancia $h_I = b\ \theta_1$ (siendo $\theta = \theta_1$), las tres magnitudes características a, v, h, para un valor genérico del ángulo de rotación del camón, están expresadas por las siguientes relaciones:

$$h_{II} = \text{b}\ \theta_1 + R_{II} \text{ sen } [m_{II}\ (\theta - \theta_1)]$$

$$v_{II} = \frac{dh_{II}}{d\theta} = m_{II}\ R_{II} \cos\ [m_{II}\ (\theta - \theta_1)]$$

$$a = \frac{dv_{II}}{d\theta} = -\ m^2_{II}\ \text{R}_{II} \text{ sen } [m_{II}\ (\theta - \theta_1)].$$

Como la velocidad al final del 1.er trayecto debe ser igual a la del inicio de 2.° trecho, tenemos:

$$b + m_I\ R_I = m_{II}\ R_{II},$$

de la cual, recordando las expresiones de b y de m_{II}, resulta:

$$R_I = \frac{R_{II}}{8}.$$

En correspondencia con el ángulo $\theta = \theta_0$, tiene que ser, por consiguiente:

$$h_{II} = H,$$

es decir $\left(\text{recordando que } m_{II} = \dfrac{\pi/2}{\theta_0 - \theta_1} \right)$

$$H = b\ \theta_1 + R_{II}\ ;$$

de donde

$$R_{II} = \frac{8\ H}{\pi + 8}\ ,$$

y, por tanto:

$$R_I = \frac{H}{\pi + 8}\ .$$

Introduciendo estos valores en las fórmulas dadas anteriormente, es posible obtener los valores de a, v y h que interesan. En la práctica, la forma del diagrama de la aceleración difiere del representado en la figura 195 (línea llena o continua) por lo que concierne a la parte de aceleración negativa: generalmente se utiliza una parte de la semionda negativa de la sinusoide del 1.er trayecto, completando el diagrama de las aceleraciones negativas con otro trecho de sinusoide con período mucho más amplio (línea rayada o de trazos).

C) Diagrama del tipo polinomial (fig. 196).

En el diagrama de la figura 196, la aceleración está representada por un polinomio del tipo siguiente:

$$a = 2\ C_2 + p\ (p-1)\ C_p\ \theta^{p-2} + q\ (q-1)\ C_q\ \theta^{q-2} + r\ (r-1)\ C_r\ \theta^{r-2} + \\ + s\ (s-1)\ C_s\ \theta^{s-2}$$

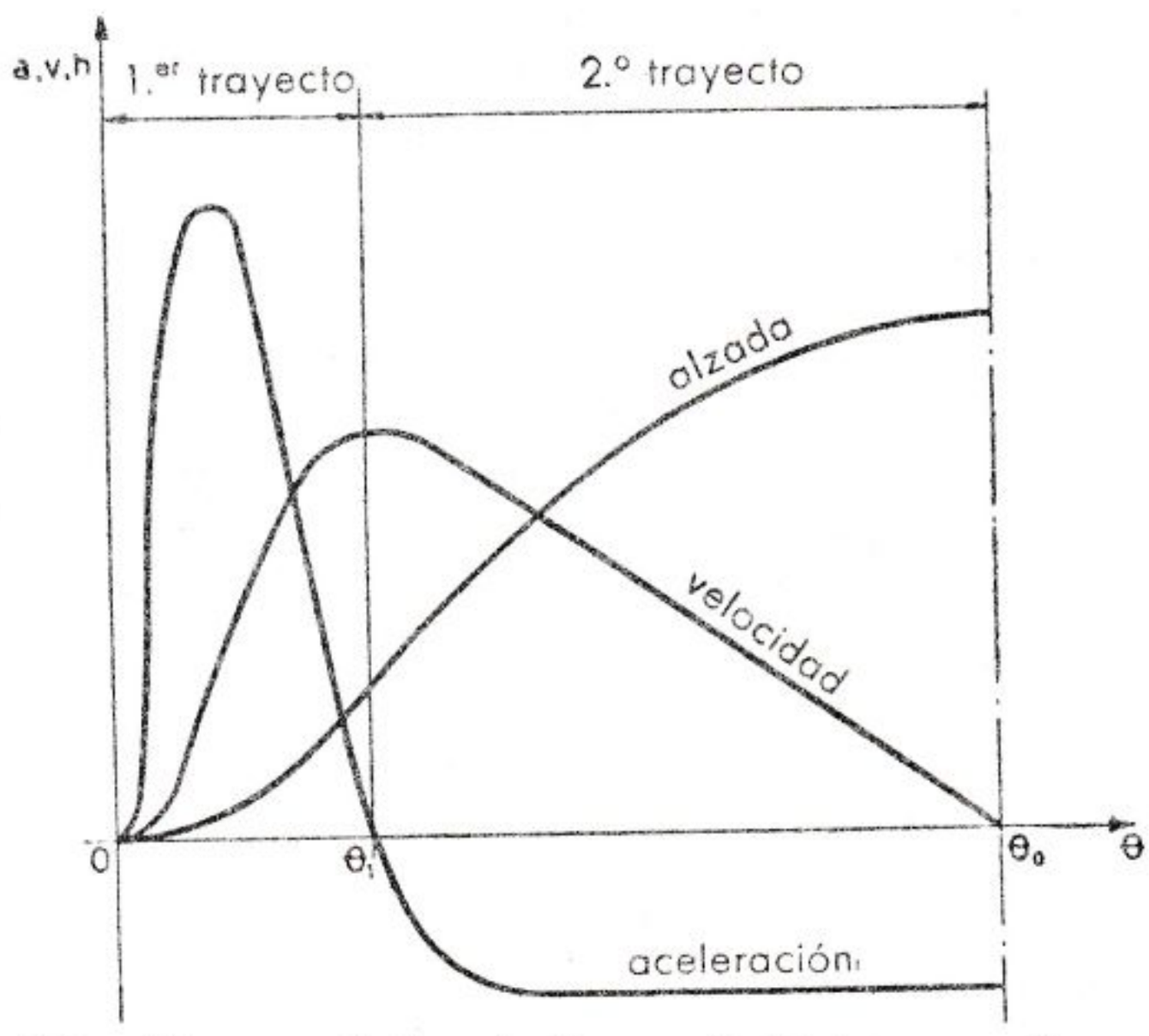


FIG. 196. — Diagrama de las alzadas y velocidades para diagramas de la aceleración del tipo polinomial.

donde:

los exponentes p, q, r, s, están elegidos para obtener el diagrama de aceleración deseado;

C_2, C_p, C_q, C_r y C_s son coeficientes funcionales únicamente de la alzada máxima H, del semiángulo de abertura del camón y de los exponentes 2, p, q, r, s;

θ es el valor genérico del ángulo de rotación del camón.

El polinomio que expresa la alzada y que resulta naturalmente de la doble integración del de la aceleración, es del tipo

$$h_\theta = H + C_2\,\theta^2 + C_p\,\theta^p + C_q\,\theta^q + C_r\,\theta^s + C_s\,\theta^s\ .$$

XV. 5. El movimiento real de la válvula comparado con el movimiento definido por el camón

Si comparamos las alzadas de la válvula con la del camón, teniendo en cuenta, naturalmente, la relación de los brazos del balancín, se advierte una cierta discordancia. Consideremos, por ejemplo, en la figura 197 la parte del diagrama de la alzada correspondiente con la cual es positiva la aceleración: la curva de trazas *A C D* se refiere a la alzada del camón. Si las fuerzas que solicitan los órganos de unión entre camón y válvula fuesen nulas, o bien si la unión misma estuviese compuesta de elementos de rigidez infinita, los movimientos oscilatorios de la válvula corresponderían exactamente a los definidos por el perfil del camón. Pero, en realidad, el conjunto móvil está compuesto de elementos que presentan un cierto grado de flexibilidad, motivo por el cual los desplazamientos que experimenta la válvula en su normal funcionamiento resultan incluso menos sensibles que los determinados por el propio camón. Si tenemos en cuenta la caída debida a la sola carga del muelle, la alzada de la válvula sigue la curva de trazos y puntos *L E*, más baja que la *C D*. La curva *L E* no es paralela a *C D*, porque la carga del muelle se incrementa al aumentar la alzada. (El corto trecho *B L* corresponde a la rotación angular necesaria para cargar la unión entre camón y válvula con la carga del muelle.)

En la modificación de la alzada de la válvula intervienen también las fuerzas de inercia, originadas por el movimiento acelerado o retardado de los órganos que integran el conjunto móvil, que provocan aún variaciones en la caída. Teniendo en cuenta las fuerzas de inercia, la alzada de la válvula sigue la curva de trazos continuos *L F G I* (considerando una variación gradual de la aceleración). La divergencia entre las dos curvas *L E* y *L F* es función del valor de la aceleración impuesta por el camón y, por tanto, de la velocidad de rotación: para una velocidad muy escasa, *F E* resulta, evidentemente, pequeñísimo.

Analicemos los diagramas de la válvula y del plato, que está en contacto directo con el camón, desde el punto A de inicio de la rampa de ataque hasta el punto de máxima alzada. En el trayecto *A B* se anulan los huelgos existentes entre las piezas móviles; en el trecho *B C* resulta cargado el conjunto móvil con una carga igual a la del muelle a la que corresponde una caída *C L* del conjunto móvil mismo y la rotación *B L* del camón; por último, desde el punto *L*, la válvula inicia su alzada recorriendo la línea *L F*, mientras que el plato continúa según la línea *C D*.

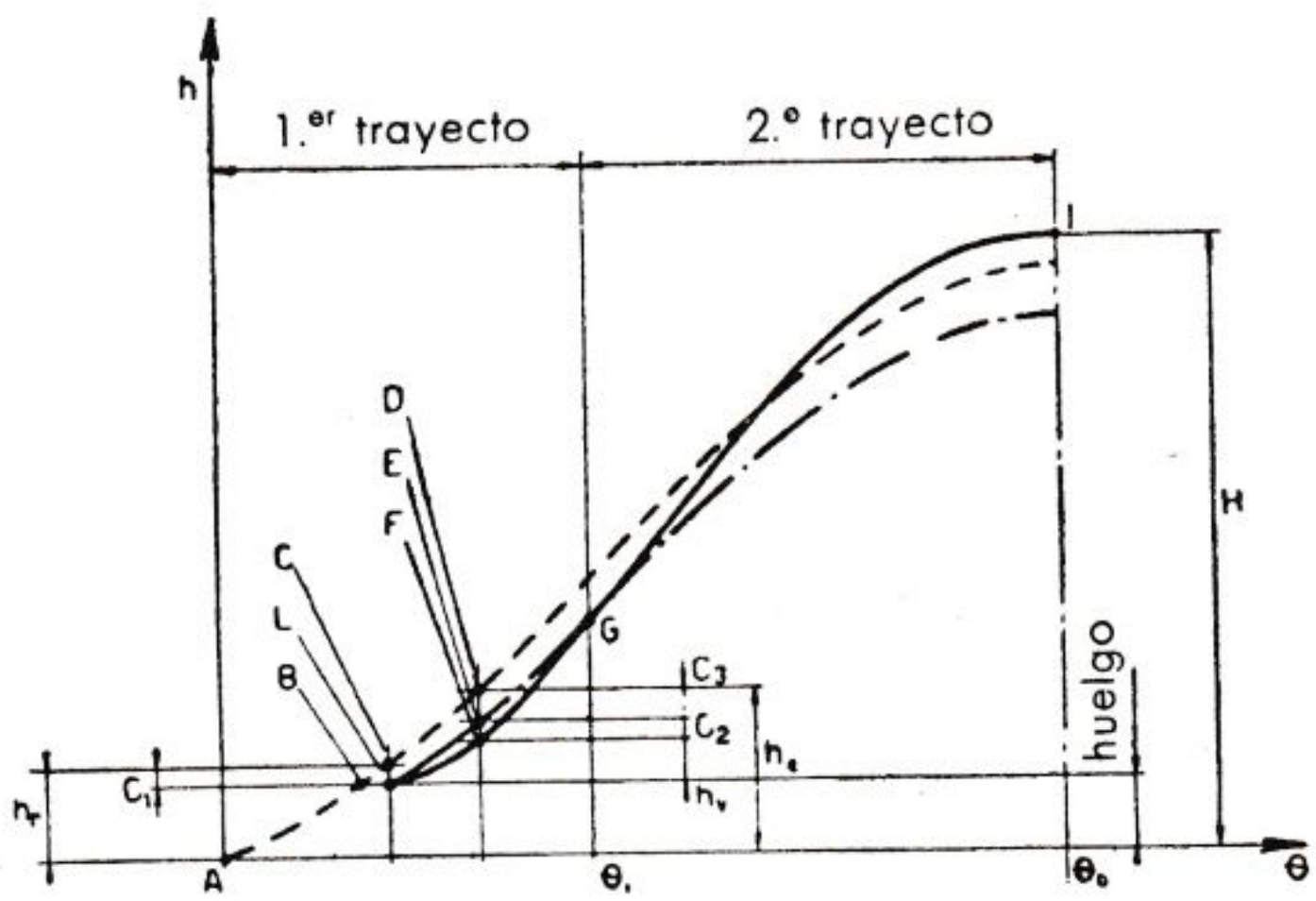


FIG. 197. — Diagrama de las alzadas del camón y de la válvula.

Se puede expresar el valor de la alzada de la válvula en función de la del plato y de la caída (véase fig. 197):

$$h_v = h_e - C_2 - C_3 - h_r + C_1 \quad \text{mm.}$$

Como $C_3 = C_1 + \dfrac{R_1}{R_2} h_v$, en donde R_1 y R_2 son, respectivamente, la rigidez del muelle y del conjunto móvil expresado en kilogramos por milímetro de caída, tenemos:

$$h_v = h_e - C_2 - \frac{R_1}{R_2} h_v - h_r$$

de la cual resulta:

$$h_v = \frac{h_e - C_2 - h_r}{k_1};$$

$$\left(\text{donde } k_1 = 1 + \frac{R_1}{R_2}\right)$$

Indicando con M $\left(\frac{\text{kg seg}^2}{\text{mm}}\right)$ la masa de las partes del conjunto móvil; con a_v, la aceleración de la válvula (en mm/seg²), y siendo C_2 la caída imputable a las fuerzas de inercia, podemos escribir:

$$M\,a_v = R_2\,C_2,$$

de la cual,

$$C_2 = \frac{M \cdot a_v}{R_2}.$$

A elevado número de revoluciones interviene otro fenómeno que modifica ulteriormente la alzada de la válvula respecto a la del camón. Se trata del movimiento vibratorio de la unión camón-válvula, ligado a la frecuencia propia del sistema (véase, a este respecto, el párrafo siguiente).

Del examen de los datos experimentales, se observa que generalmente el movimiento oscilatorio de disturbio resulta casi sinusoidal y se superpone a *L F G I*, a la cual modifica en consecuencia.

XV. 6. Movimiento oscilatorio que en regímenes elevados puede influir el de la válvula

El movimiento vibratorio del mecanismo de unión camón-válvula puede provocar disturbios de notable importancia —el más corriente de los cuales consiste en ruido— a distintos máximos netamente diferenciables, que se hallan, sobre todo, a elevado número de revoluciones. En los casos más graves, en correspondencia con estos máximos, puede haber fenómenos de inestabilidad de la potencia, así como rotura de válvulas, muelles, balancines, etc., cuando se prolonga el funcionamiento en estas condiciones.

A estos disturbios frecuentemente se busca remedio por vía del todo empírica, ya robusteciendo los órganos, ya limitando la velocidad de cierre y la aceleración de la válvula, aunque sea a costa de una disminución en el rendimiento volumétrico.

Un metódico estudio experimental del movimiento de la válvula ha permitido comprobar que, por las variaciones en la ley de aceleración impuesta por el camón al mecanismo de accionamiento y por la elasticidad de éste, el movimiento real de la válvula puede presentar diferencias notables (bajo formas de oscilaciones transitorias superpuestas al mismo) respecto al movimiento fundamental previsto. Este fenómeno se muestra de manera significativa en los diagramas 198 *a* (velocidad) y 199 *a* (aceleración) obtenidos experimentalmente, los cuales, comparados con los diagramas teóricos respectivos 198 *b* y 199 *b*, que

no tienen en cuenta el movimiento vibratorio, ponen bien en evidencia la superposición de un movimiento vibratorio al movimiento fundamental determinante por el camón. Dichos diagramas se refieren a un típico accionamiento de válvula en culata con el eje de camones en la basada (figura 200).

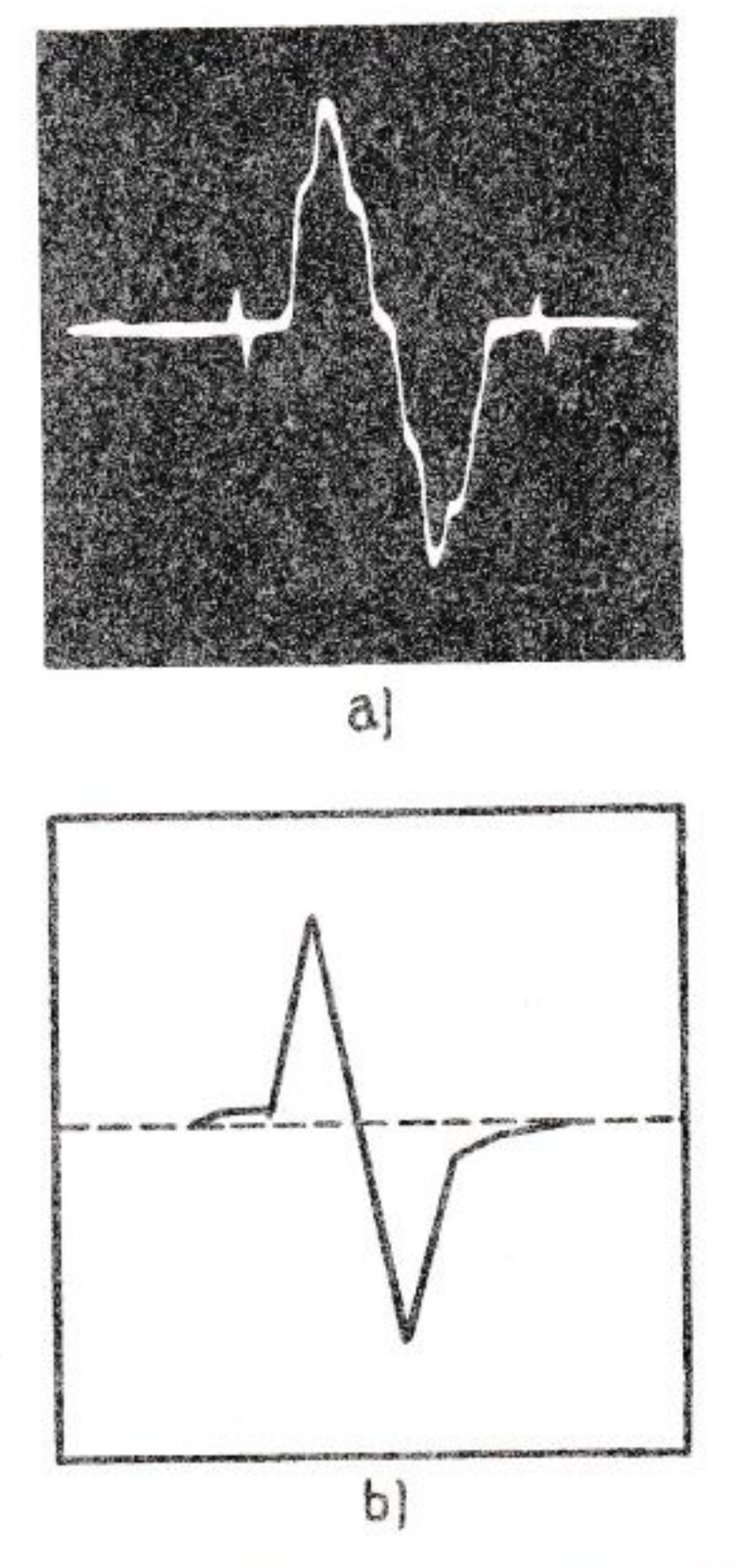


FIG. 198. — Diagramas de velocidad de la válvula:
a) obtenido experimentalmente;
b) teórico.

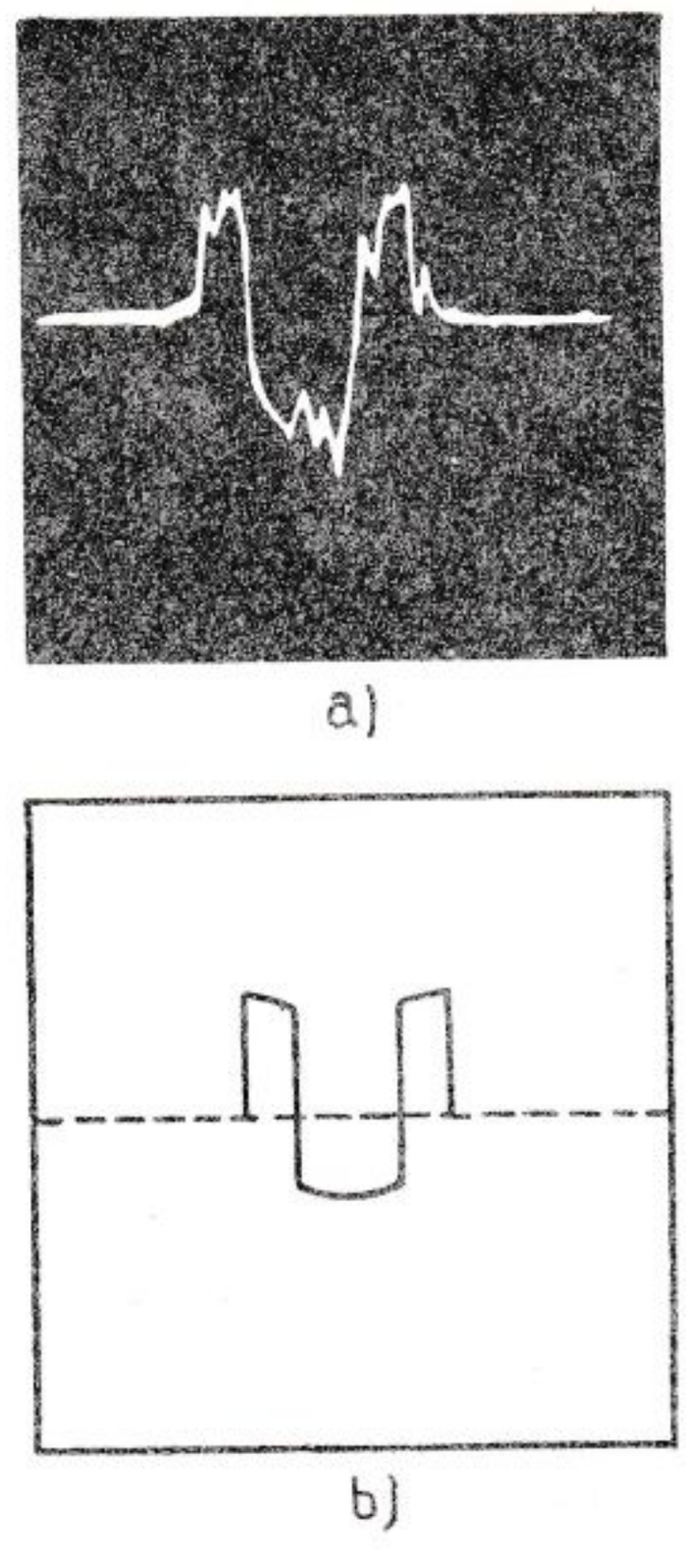


FIG. 199. — Diagramas de aceleraciones de la válvula:
a) obtenido experimentalmente;
b) teórico.

Son de importancia esencial las oscilaciones en el trayecto de la aceleración negativa, en cuanto el mismo trecho puede originar puntas de aceleración muy altas, de las cuales se derivan luego fuerzas de inercia superiores a la carga del muelle, que, en consecuencia, provocan interrupciones de contacto entre las diversas partes del mecanismo de accionamiento. La aceleración positiva aumenta únicamente el valor de la fuerza que actúa en el sentido de cerrar el mecanismo, y no influye, por el contrario, en la regularidad del movimiento de la válvula.

Son importantes también las oscilaciones del movimiento resultante del cierre de la válvula, por cuanto pueden verificarse velocidades de impacto de la válvula sobre su asiento mucho más elevadas que las

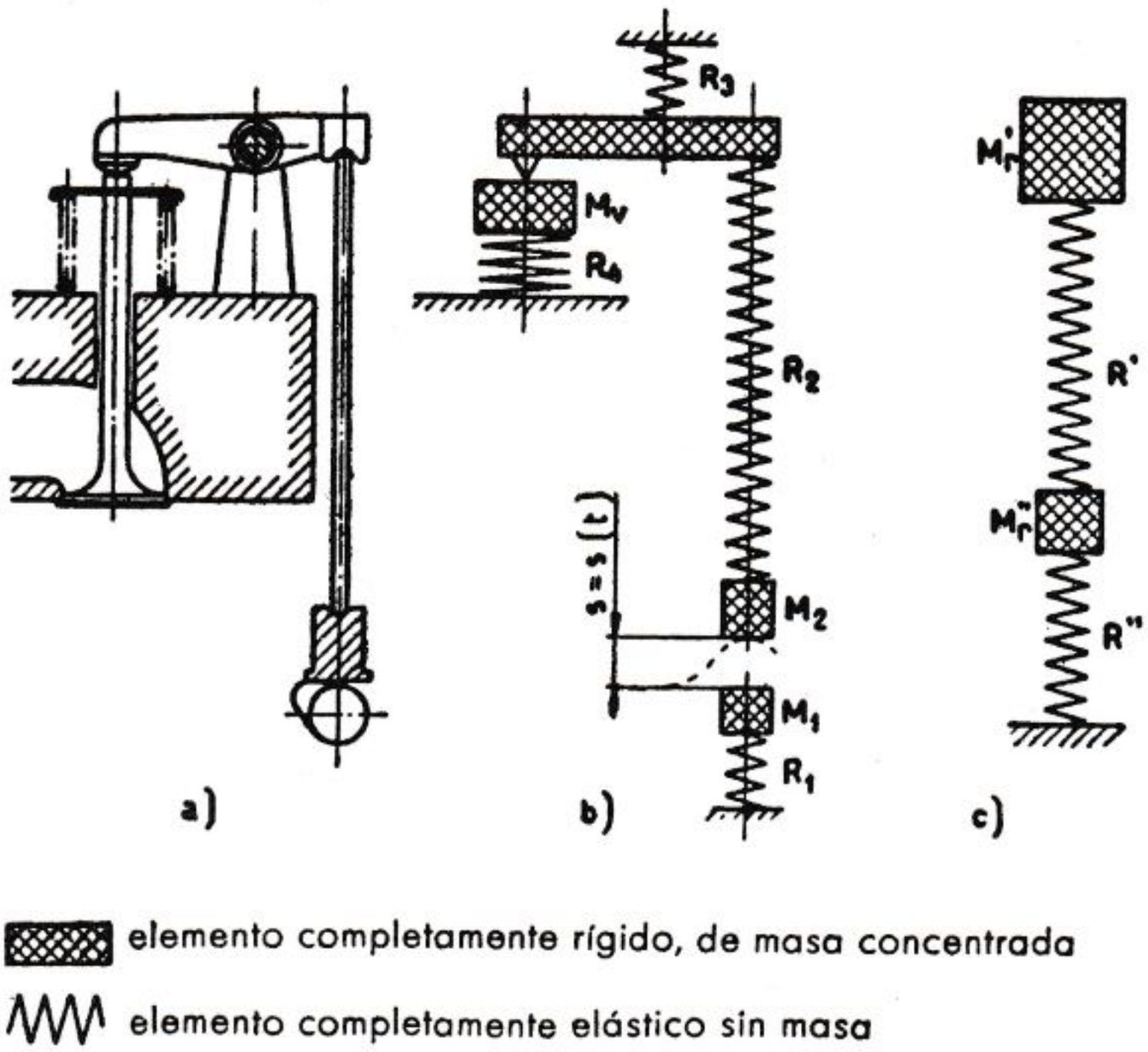


FIG. 200. — Típico mando de válvulas en culata con el eje de camones en el bloque y sistemas elásticos equivalentes.

teóricas correspondientes al perfil del camón; en tales casos, los golges contra el asiento son a veces tan violentos, que ocasionan el rebote de la válvula.

XV. 7. Consideraciones, durante el proyecto, de los factores que influyen el movimiento oscilatorio

En los motores rápidos es necesario evitar que el movimiento vibratorio del sistema de accionamiento de la distribución se manifieste en medida no aceptable. Aunque la amplitud y la frecuencia son función de las masas y de la rigidez del sistema, normalmente no hay posibilidad de influir sobre el movimiento vibratorio variando estas magnitudes. Por el contrario, se obtienen resultados más ventajosos eligiendo oportunamente la forma del perfil del camón, pero sin sacrificar el rendimiento volumétrico del motor.

Mediante indagaciones experimentales verificadas paralelamente al análisis teórico, realizadas asimismo con el auxilio de las normales cal-

culadoras electrónicas analógicas ([1]), se ha llegado a poner a punto los sistemas de estudio simplificados respecto a la complejidad originaria del problema. Por lo menos en el campo de regímenes de importancia práctica se ha probado que el complejo sistema de un típico mecanismo de accionamiento de la distribución (fig. 200) puede representarse con aproximación suficiente por medio de un sistema de un solo grado de libertad ([2]) (fig. 201), cuya frecuencia propia corresponde a la primera frecuencia del sistema complejo, la única que, en efecto, puede provocar los aludidos disturbios.

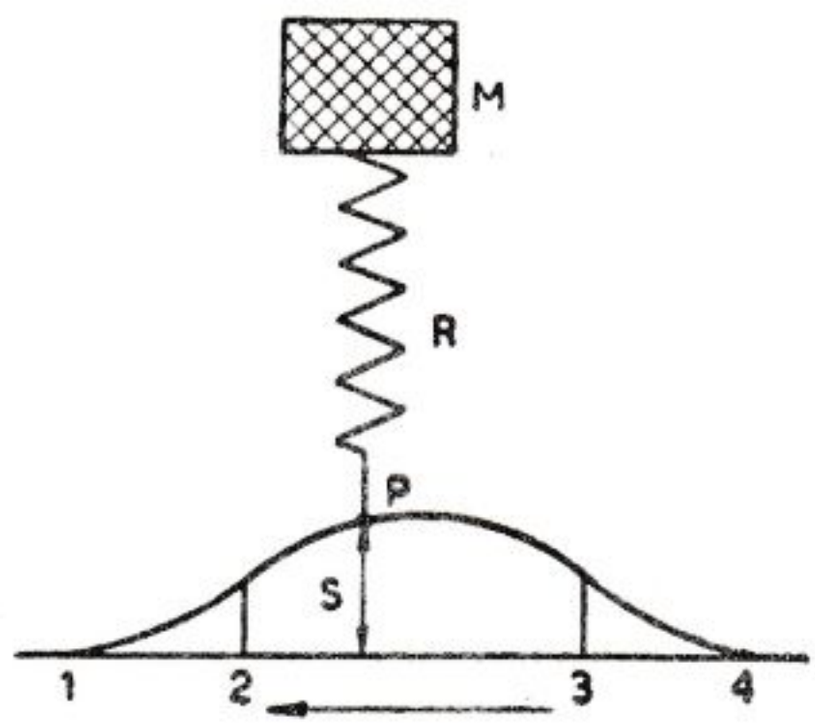


FIG. 201. — Esquema de un solo grado de libertad.

La reducción del sistema de accionamiento de la distribución a un sistema de un solo grado de libertad (compuesto de una masa M y de un elemento elástico R) se efectúa:

1.° Imaginando concentrada en M la masa reducida —sobre el eje del vástago de mando del balancín— de la válvula, de ½ muelle de válvula, del balancín, del vástago de accionamiento y del taqué.

2.° Asignando al elemento elástico una rigidez R, para la cual, como ya se ha dicho, la frecuencia propia del sistema de un grado de libertad ($\Omega = \sqrt{R/M}$) coincida con la primera frecuencia (calculada ([3]) o deducida prácticamente) del sistema de accionamiento efectivo.

Por este sistema simplificado se puede resolver rápidamente —disponiendo de una calculadora analógica— la ecuación del movimiento de la

---

([1]) Una *calculadora electrónica analógica* se compone de un conjunto de circuitos eléctricos especiales (llamados *operadores analógicos elementales*), conectados oportunamente entre sí de modo que las relaciones entre las *tensiones eléctricas*, que en la calculadora representan las variables, son las mismas que se aparecen en la ecuación que se trata de resolver.

Las soluciones de la calculadora, que representan, por lo general, las leyes de la aceleración de la válvula determinada por la del camón, se observan normalmente con un oscilógrafo de rayos catódicos sobre el cual se comparan —para juzgar acerca de la regularidad del movimiento de la válvula— los diagramas de la aceleración del camón.

([2]) En el párrafo siguiente será analizado el movimiento de la válvula según el referido esquema.

([3]) Las experiencias efectuadas han permitido establecer que, por ejemplo, la primera frecuencia propia del sistema de accionamiento de la distribución de la figura 200 puede, con suficiente aproximación, admitirse correspondiente a la primera frecuencia propia de un sistema con dos grados de libertad (fig. 200 *c*) al cual es posible reducir el sistema de accionamiento mismo, La reducción se realiza de modo que las masas y la rigidez del sistema con dos grados de libertad presenten, respectivamente:

M_r', las masas —reducidas al eje del vástago de accionamiento— de la válvula, ½ muelle de válvula, balancines, ½ vástago de accionamiento;

masa M y, por la posibilidad poco antes mencionada, de parangonar el sistema de un grado de libertad al conjunto del sistema de accionamiento de la distribución, se puede, en definitiva, determinar el movimiento efectivo de la válvula.

Los estudios y los datos experimentales hasta ahora obtenidos han demostrado que diagramas de aceleración del camón como los sinusoidales reducen normalmente al mínimo los fenómenos vibratorios. Por tanto, en muchos casos, sin posteriores análisis o, por lo menos, limitando éstos a la comprobación exclusivamente teórica, de la cual trataremos en el párrafo siguiente, se puede recurrir a ellos con la seguridad de no incurrir en inconvenientes. En otros casos, por el contrario, es buena norma, durante la fase de proyecto, efectuar, además del control teórico antes mencionado, el del movimiento efectivo de la válvula, mediante la calculadora analógica [1], según el esquema de un grado de libertad, confrontando entre sí las soluciones de la ecuación del movimiento para diversos diagramas de aceleración del camón que constituyen los términos conocidos de la ecuación. Se procede, por último, a la elección del perfil que mejor satisfaga las condiciones fundamentales para el servicio motorístico requerido, asegurando, a un tiempo, tal comportamiento del conjunto que la distribución resulte exenta de disturbios en todo el campo de funcionamiento del motor.

XV. 8. Análisis del movimiento de la válvula según el esquema de un grado de libertad

Imaginemos que introducimos, con cierta rapidez, en el extremo P del muelle del esquema de la figura 201, los desplazamientos verticales, por ejemplo, según un diagrama parabólico del tipo $s = k\ t^2$, como está indicado en el trayecto 1-2 de dicha figura. El movimiento del punto P es, por tanto, un movimiento uniformemente acelerado con aceleración $a_1 = 2\ k = \text{const.}$ Como consecuencia de la interposición del muelle de rigidez R entre P y M, la masa M no sigue exactamente el movimiento P.

Indicamos con s_m el desplazamiento de la masa M de su posición inicial y, por tanto, con $\frac{d^2\ s_m}{dt^2}$ la aceleración de la misma, y con s_p la variación del punto P de su posición inicial, y, en consecuencia, con $\frac{d^2\ s_p}{dt^2}$ la acelera-

---

M_r'', las masas —reducidas al eje del vástago de accionamiento— de ½ vástago de accionamiento, de los taqués y de un adecuado trecho del eje de la distribución;

R', la rigidez del vástago;

R'', la rigidez flexional del eje de la distribución.

[1] Cuando se tengan en cuenta los amortiguamientos, la solución de la ecuación del movimiento se presentará tan laboriosa, que hará imprescindible el empleo de la calculadora analógica.

ción del mismo, en correspondencia con un instante genérico t, medido partiendo del punto 1.

Para mantener el equilibrio durante la traslación de la masa M, su fuerza de inercia

$$F_i = M \frac{d^2 s_m}{dt^2}$$

es igualada y contrarrestada por la reacción elástica del muelle

$$F_e = R\ (s_p - s_m)\ ;$$

es decir,

$$M \frac{d^2 s_m}{dt^2} = R\ (s_p - s_m).$$

En esta expresión se ve inmediatamente que, siendo la aceleración $\frac{d^2 s_m}{dt^2}$ en general distinta de 0, el desplazamiento s_m de la masa M es distinto del cambio de lugar s_p del punto P; y, además, por ser nula en el instante inicial $\frac{d^2 s_m}{dt^2}$, pues ya lo son s_m o s_p, en tanto es $\frac{d^2 s_p}{dt^2} = a_i$, resulta evidente que la aceleración de la M es normalmente distinta de la del punto P. En otras palabras, desde el punto 1 (figura 202), la aceleración de la masa M, esto es, de la válvula, no adquiere el valor constante a_1 relativo al movimiento parabólico del camón, pero sí un valor que, como se puede ver integrando la ecuación diferencial anteriormente escrita, oscila alrededor del mismo con un movimiento armónico expresable por

$$-a_1 \cos \Omega\ t\ ;$$

en donde, $\Omega = \sqrt{R/M}$ representa la pulsación propia del sistema oscilante.

Por consiguiente, la aceleración resultante de la masa M en el tiempo t está expresada por

$$\frac{d^2 s_m}{dt^2} = a_1 - a_1 \cos \Omega\ t\ ,$$

que, integrada respecto al tiempo t, da la velocidad:

$$v = a_1\ t - \frac{a_1}{\Omega} \operatorname{sen} \Omega\ t\ ;$$

de la cual, integrando nuevamente respecto al tiempo, se obtiene la alzada de la válvula:

$$s_m = \tfrac{1}{2}\ a_1\ t^2 + \frac{a_1}{\Omega^2} (\cos \Omega\ t - 1)\ ;$$

en donde (a_1/Ω^2) $(\cos \Omega\ t - 1)$ representa el *movimiento oscilatorio de disturbio* (de amplitud a_1/Ω^2 y pulsación $\sqrt{R/M}$, provocado por la aceleración impuesta al taqué en el punto 1), que viene a modificar el movimiento fundamental $\tfrac{1}{2}\ a\ t^2$ dado por el camón.

Suponiendo nulo el roce y, por tanto, la amortiguación del sistema, el movimiento oscilatorio elemental del punto 1 puede ser representado como en la figura 203. Cuando el contacto entre camón y taqué alcanza el punto 2 (fig. 202), por la variación de la ley de aceleración que acontece en este punto, se tendrá un segundo impulso, el cual originará otro movimiento oscilatorio de disturbio, de amplitud a_2/Ω_2 (siendo a_2 el valor representativo de la aceleración negativa que corresponde al punto 2) y de pulsación $\Omega = \sqrt{R/M}$, igual a la del movimiento precedente.

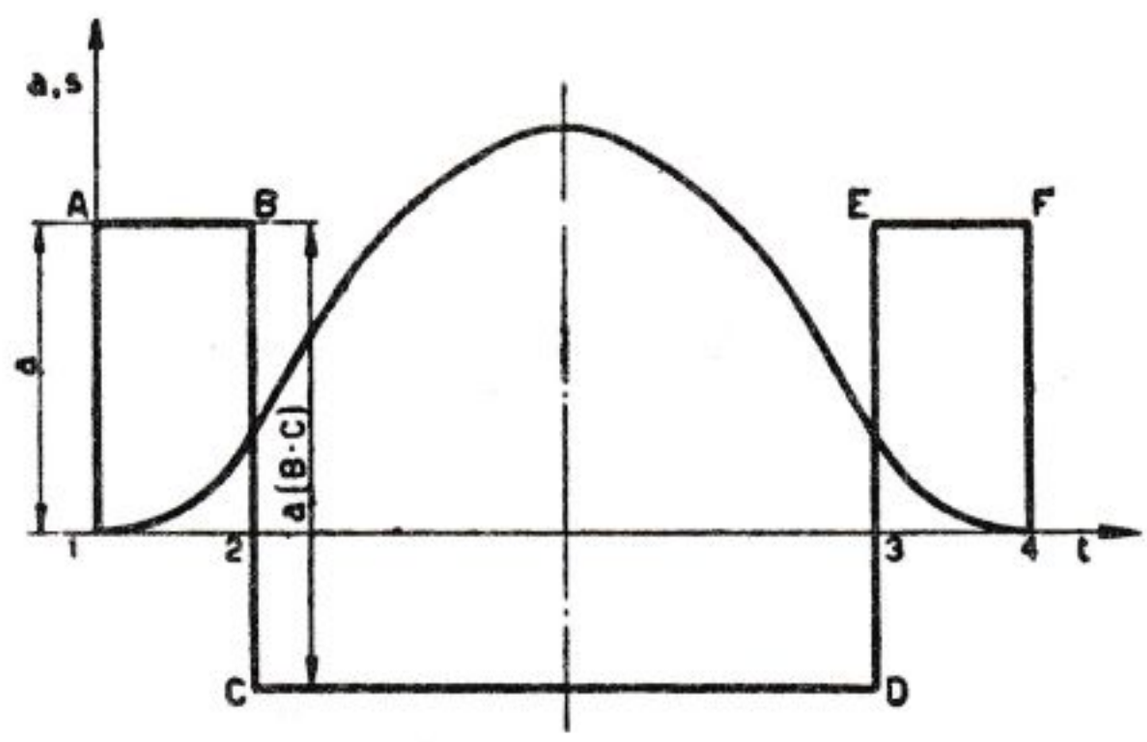


FIG. 202. — Diagrama de la alzada y de la aceleración del camón.

En el trayecto 2-3, los dos movimientos elementales se desarrollarán conjuntamente conforme a una fase cuya variabilidad depende, empero, de la velocidad de rotación del camón.

En efecto, como la frecuencia del movimiento es independiente de la velocidad n de rotación del camón, mientras que el tiempo empleado por el camón para recorrer el ángulo 1-2 (fig. 202) es función de ella, de la velocidad n dependerá, por tanto, la fase de la armónica según la cual el movimiento pasará por 2 y, en conclusión, el valor absoluto con el cual el movimiento empezará a recorrer el trecho 2-3 (puntos *A, B, C,* respectivamente, para los tres valores genéricos de n representados en la figura 203). Para un cierto valor de la velocidad de rotación del camón, el movimiento resultante alcanzará, pues, un valor máximo para la amplitud cuando los dos movimientos se encuentren en fase. Para velocidad superior o inferior, defasándose los dos movimientos elementales, la amplitud disminuirá de valor: pasará por un valor mínimo cuando los dos movimientos se encuentran en oposición de fase; pero recuperará gradualmente su valor máximo cuando la velocidad de rotación varíe su intensidad a consecuencia de haber escalado un período en la fase del movimiento.

De este hecho se tiene cuenta en el estudio teórico —que reseñaremos en el párrafo XV. 9— de los diagramas de *aceleración escalonada* haciendo que los movimientos elementales estén en oposición de fase en los regímenes elevados de funcionamiento del motor.

Idénticamente se puede proceder para calcular la amplitud de los movimientos elementales que se originan cuando el contacto entre camón y taqué se verifica en el punto 3 ó el 4.

Para simplicidad, la ecuación del movimiento de la masa M se planteó despreciando las resistencias pasivas, que en el sistema real están presenta-

das como predominio de fuerzas de roce seco. Cuando se tengan en cuenta también los rozamiento y, por tanto, la amortización [1], la solución de la ecuación del movimiento de un solo grado de libertad es tan laboriosa, como ya hemos dicho, que requiere el empleo de las calculadoras analógicas. Con ellas es posible obtener el movimiento final de la masa *M*, resultante de la superposición de los diversos movimientos elementales de disturbio al movimiento fundamental dado por el perfil del camón y nos hallaremos, por consiguiente, en condiciones de juzgar si las eventuales sobreoscilaciones en el campo de las aceleraciones negativas y en el momento del cierre de la válvula son tolerables en el campo del funcionamiento del motor.

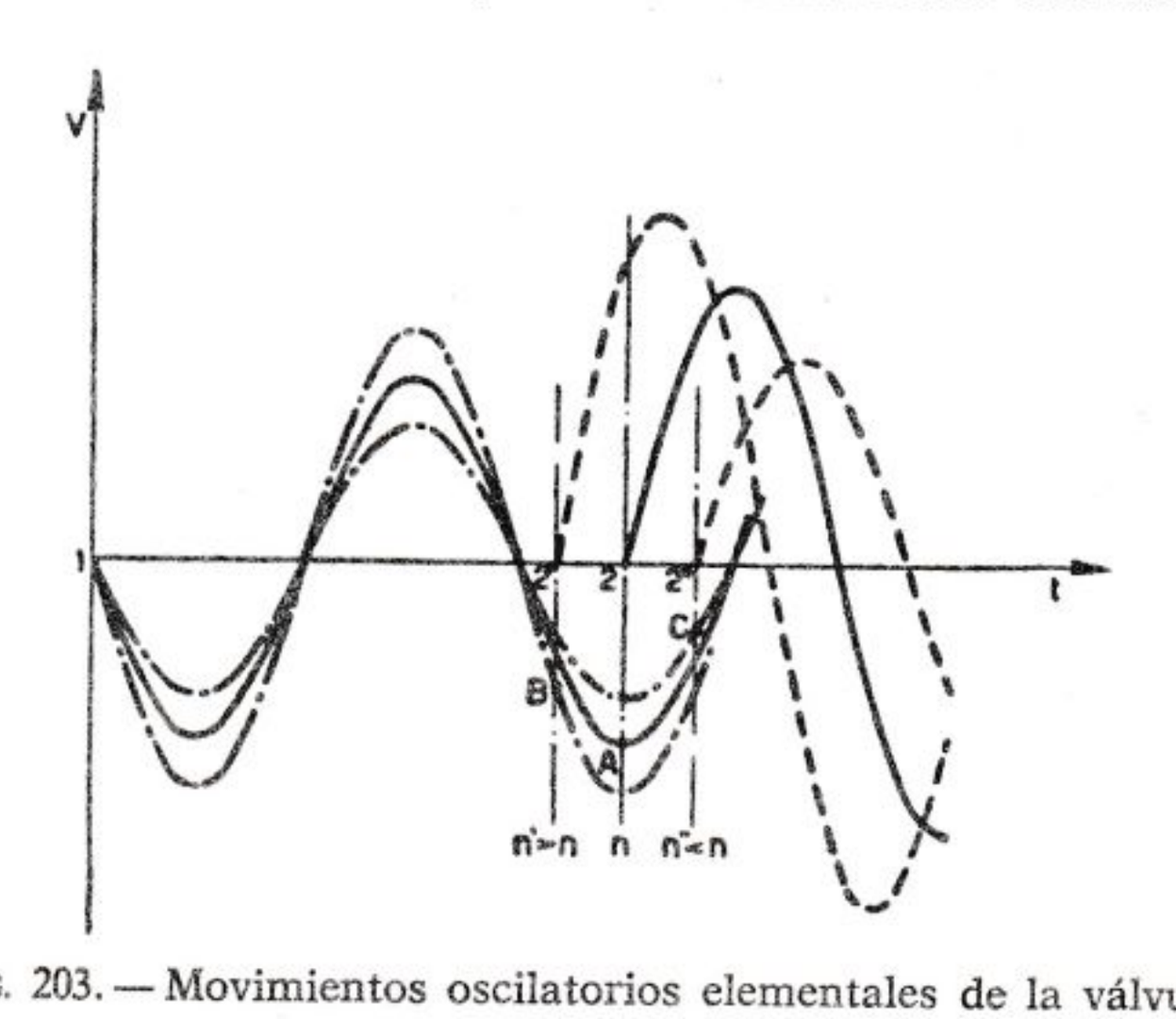


FIG. 203. — Movimientos oscilatorios elementales de la válvula.

XV. 9. Efectos sobre la regularidad del movimiento de la válvula de algunos tipos de diagramas teóricos

Entre los diversos diagramas de aceleración estudiados, los del tipo «escalonado (fig. 204), los compuestos de trayectos de forma sinusoidal y aquellos en que la aceleración está expresada por un polinomio del tipo indicado en el párrafo XV. 4 por el diagrama de la figura 196, permiten reducir a valores despreciables el movimiento oscilatorio de disturbio en el sistema de mando de la distribución: los resultados obtenibles con los diversos tipos de diagramas son prácticamente equivalentes.

Para el tipo «escalonado», si los movimientos oscilatorios elementales están suficientemente en oposición de fase, por lo menos en los elevados regímenes de funcionamiento del motor, se obtiene una buena reducción del movimiento de disturbio precisamente para la recíproca supresión de los simples movimientos elementales. Aumentando el número de tramos (esca-

---

[1] Como los rozamientos son causa de amortiguación de las oscilaciones elementales originadas en 1, 2, 3, 4 (fig. 202), fijando oportunamente la entidad y amplitud de los diversos trechos de aceleración constante, es posible conseguir que, incluso en regímenes altos, el movimiento oscilatorio resulte suficientemente amortiguado cuando se origina un nuevo movimiento elemental.

lones) en que se subdividen los saltos elementales de aceleración, disminuyen, en igualdad de frecuencia propia del sistema, las amplitudes de los diversos movimientos oscilatorios elementales (véase párrafo XV. 7). Por el contrario, en igualdad de frecuencia propia del sistema, cuanto más se aumenta la duración (medida en unidad de tiempo) de las fases que constituyen el diagrama de aceleración, tanto menor resultan, por efecto de la amortiguación, las amplitudes de los movimientos oscilatorios en el instante de originarse un nuevo movimiento oscilatorio elemental. Es, por consiguiente, cometido y tarea del proyectista encontrar el justo nexo entre dos factores opuestos, con el fin de reducir al mínimo las eventuales acciones de disturbio resultantes.

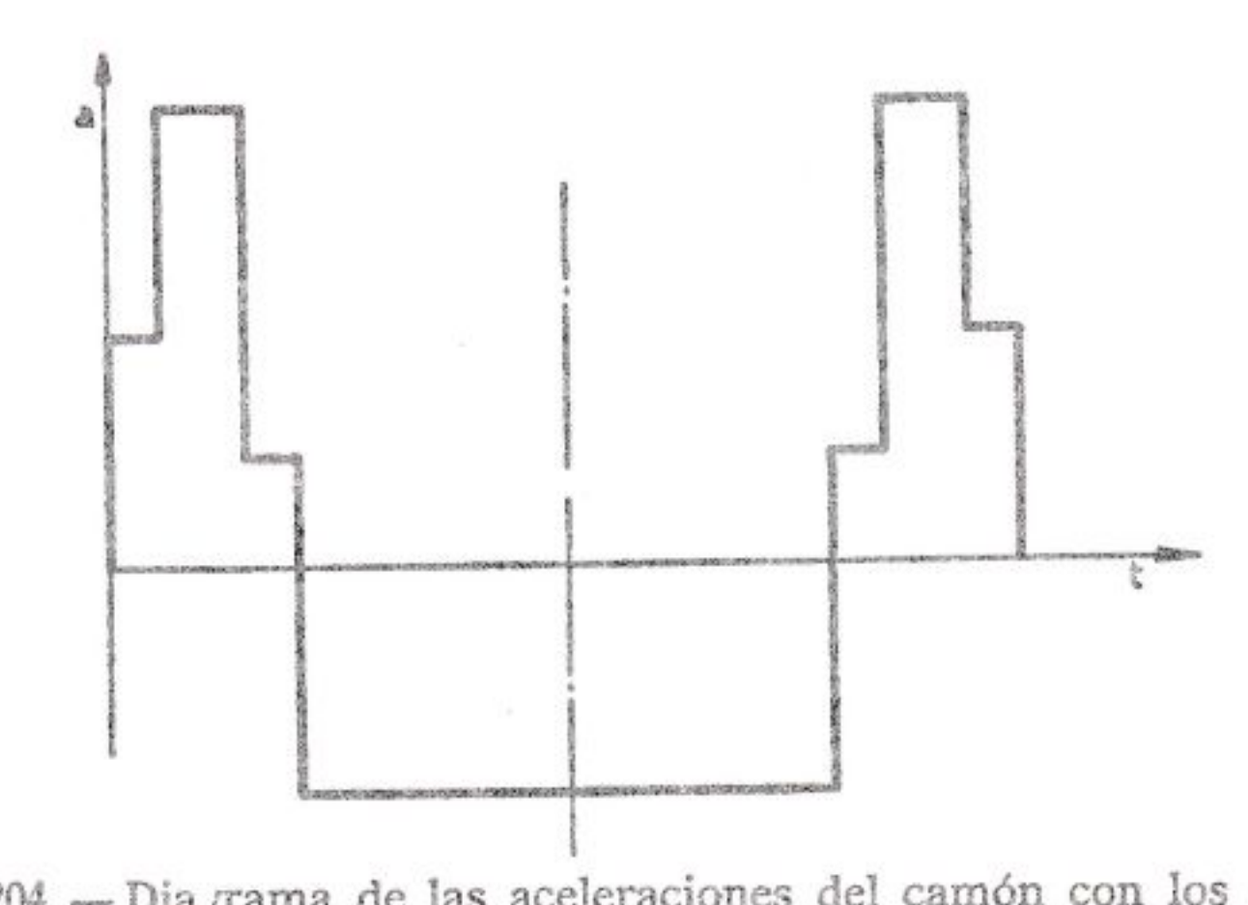


FIG. 204. — Diagrama de las aceleraciones del camón con los cuales se consigue una neta disminución del ruido a las elevadas revoluciones en un motor para automóvil.

Para el tipo de trayectos de forma sinusoidal, la entidad del movimiento de disturbio va atenuándose a medida que crecen los tiempos de salida de los flancos del diagrama de aceleración, siempre en igualdad de frecuencia propia del sistema.

Para el tipo polinomial, en particular adoptado por los constructores americanos, la entidad del movimiento de disturbio se reduce a valores despreciables adoptando oportunos valores de los exponentes p, q, r, s del polinomio (véase párrafo XV. 4).

XV. 10. Particularidades respecto al muelle de la válvula

Trataremos en este párrafo, de algunas particularidades concernientes al muelle helicoidal, que es el más usado.

Cuando un muelle con las espiras de igual paso es cargado lentamente, la deformación total se subdivide por igual entre las diversas espiras, porque cada una de ellas está sometida a la misma carga. Si, por el contrario, el muelle se somete a un súbito aumento o repentina disminución de la carga aplicada, la inercia de las espiras interviene modificando el comportamiento, a consecuencia de lo cual las espiras más cercanas al extremo en que se aplica la carga, experimentan, res-

pectivamente, una mayor aproximación o separación de las otras, el cual acercamiento o alejamiento se transmite progresivamente a las demás hasta alcanzar la extremidad opuesta del muelle. Las fases sucesivas están representadas en la figura 205.

Bajo la acción del camón durante el período de movimiento de aceleración positiva se condensan las espiras próximas al taqué, mientras que, en el curso del período de aceleración negativa, la masa de las espiras en retraso produce una fuerza de inercia que está en la misma dirección del movimiento generado por el camón, por lo cual se condensan las espiras más lejanas del taqué. Como efecto final tenemos que la porción central del muelle se desplaza y acerca, alternativamente, ora a la una, ora a la otra de ambas extremidades.

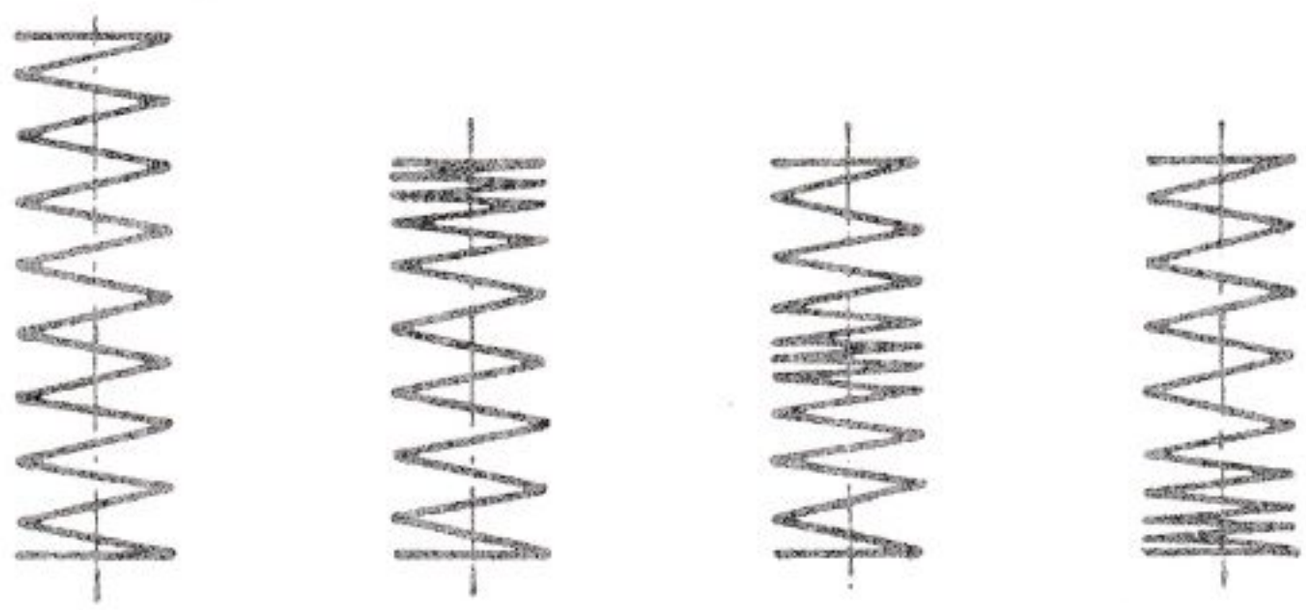


Fig. 205. — Vibraciones del muelle de la válvula.

Este fenómeno es a menudo causa de rotura del muelle. Como en todos los sistemas sometidos a movimientos vibratorios, el más peligroso de ellos es el que se verifica cuando hay *resonancia* entre los impulsos excitantes y las oscilaciones propias del muelle. En este caso, las espiras se deforman en mayor proporción de la prevista en el cálculo normal, y el muelle corre peligro de romperse.

En el cálculo hay que tener en cuenta, por tanto, el fenómeno descripto y las sobreexcitaciones que del mismo se derivan; basta recordar que las espiras próximas a los extremos son las más solicitadas; por ello las roturas se producen en recíproca correspondencia con ellas.

Se puede remediar este inconveniente aplicando más muelles para cada válvula (por lo general dos) y fabricando la hélice de enroscamiento del hilo según un tipo conveniente de paso variable, mayor en el centro que en las extremidades. Algunas veces, los muelles están provistos de órganos de amortiguamiento, que evitan o, por lo menos, atenúan las deformaciones de las espiras de las extremidades.

La frecuencia de las vibraciones propias del muelle está expresada por la relación

$$N = 238500 \sqrt{G \frac{d}{n\ D^2}} \text{ períodos/minuto.}$$

Los símbolos de esta ecuación significan:

d = diámetro de la espira en mm.
D = diámetro medio de la espira en mm.
G = módulo de elasticidad a la torsión del material en kg/mm².
n = número de espiras útiles.

La frecuencia de vibraciones es, por lo común, tan alta, que el fenómeno de resonancia sólo puede ser producido por las armónicas más elevadas, las cuales son de amplitud relativamente pequeña.

Un aumento de la frecuencia propia de vibración se obtiene, como indica la fórmula, con una disminución adecuada del número de espiras útiles. Pero no hay que excederse en este sentido, a fin de evitar que se eleven excesivamente las variaciones de solicitación a que está sometido el material durante el movimiento alterno de abertura y cierre de la válvula. Sabido es que estas variaciones en la solicitación contribuyen notablemente al aumento de la fatiga del material, así como a la consiguiente reducción de la carga de seguridad admisible.

La experiencia adquirida sobre un gran número de muelles ya utilizados permite establecer las siguientes conclusiones, aplicables a los mejores materiales aptos para este particular empleo:

1) No es conveniente superar en la solicitación del material el límite de 70 kg/mm².

2) Para excluir cualquier posibilidad de resonancia con todas las armónicas hasta la de 12° orden inclusive, la frecuencia propia de vibración del muelle es conveniente que sea, por lo menos, 13 veces el número de revoluciones del eje de la distribución; por tanto, para la mayor parte de los motores de automóvil —cuyo eje de camones gira hacia las 2.500 r.p.m.—, los valores de la frecuencia propia del muelle oscilan alrededor de los 33.000 per./min. y más.

Por ejemplo, para el muelle de la válvula calculado en el ejemplo número 2, de la página 291, la frecuencia propia de vibración es:

$$N = 238500 \sqrt{G \frac{d}{n\ D^2}} = 238500 \sqrt{8500 \frac{2{,}2}{5 \cdot 16^2}} = 37600 \text{ per/min.}$$

Las armónicas que excitan el muelle, por girar el eje de camones a la máxima velocidad de 2.000 r.p.m., son de orden superior al 19°; en efecto:

$$\frac{37600}{2000} \cong 19.$$

En el proyecto del muelle es oportuno tener en cuenta la influencia que ejerce sobre el límite de fatiga del material la temperatura de trabajo y el tratamiento térmico a que ha sido sometido el muelle. Es de notable importancia el tratamiento de estabilización que, efectuado a temperatura apropiada, elimina las tensiones internas, impide poste-

riores transformaciones estructurales a la temperatura de trabajo y evita, por consiguiente, el descenso de la carga del muelle tras un breve período inicial de funcionamiento en el motor.

Es interesante determinar las relaciones existentes entre la frecuencia propia de un muelle y su solicitación máxima.

De las siguientes expresiones:

$$N = \alpha \frac{d}{n\ D^2}, \qquad \varphi = \beta \frac{n\ D^3}{d^4}, \qquad k = \gamma \frac{D}{d^3} P;$$

en las cuales, los signos todavía no conocidos valen, respectivamente:

$\alpha = 238\,500\ \sqrt{G}$;

φ = flexibilidad del muelle en mm/kg;

$\beta = 8/G$;

k = solicitación a la torsión (kg/mm²) del alambre del muelle para la carga P (kg) que actúa sobre el muelle;

$\gamma = 8/\pi$,

y siendo $F = P\ \varphi$ = flecha del muelle, podemos escribir:

$$\frac{k}{N} = \frac{\gamma}{\alpha} n \frac{D^3}{d^4} P = \frac{\gamma}{a\ \beta} \varphi P = \frac{\gamma}{\alpha\ \beta} F.$$

Si F_j es la flecha del muelle con la válvula cerrada, a la que corresponde la carga $P_j = \dfrac{F_j}{\varphi}$, y H es la alzada máxima de la válvula, la solicitación k_s en la alzada máxima resulta:

$$k_s = \frac{\gamma}{\alpha\ \beta} (F_i + H)\ N;$$

es decir:

$$k_s = \frac{\gamma}{\alpha\ \beta} \varphi P_i N + \frac{\gamma}{\alpha\ \beta} H N.$$

En esta expresión se ve que el término $\left(\dfrac{\gamma}{\alpha\ \beta} HN \right)$ crece proporcionalmente a la frecuencia propia. Se podría compensar el aumento debido al segundo término reduciendo simultáneamente el otro $\left(\dfrac{\gamma}{\alpha\ \beta} \varphi\ P_j\ N \right)$ es decir, reduciendo la flexibilidad, puesto que la carga P_j está fijada con la válvula cerrada; por la general, dados los límites de espacio de que se dispone normalmente para los valores usuales de φ, y para valores de N suficientemente elevados, el término

$\left(\frac{\gamma}{\alpha \beta} \varphi P_i N \right)$ es siempre bastante pequeño respecto al segundo, de manera que la reducción que es posible obtener no alcanza, para un cierto valor de N en adelante, a compensar los aumentos del otro término. De lo cual se deduce que, para los tipos de muelles comúnmente empleados en motores para autovehículos, es imposible elevar la frecuencia propia sin aumentar también la solicitación del material.

TERCERA PARTE

MOTORES DE ENCENDIDO POR CHISPA

CAPÍTULO XVI

LA COMBUSTIÓN DE LOS MOTORES DE ENCENDIDO POR CHISPA

XVI. 1. Combustión normal

Para explicar la forma en que se realiza la combustión se han expuesto muchas teorías, y aunque gran parte de ellas se basan en datos experimentales, difieren a menudo entre sí las unas de las otras. Esto no obstante, casi todos los tratadistas coinciden en reconocer que el proceso de la combustión comprende dos fases principales: una de *preparación* y otra de *combustión verdadera y propia.* Durante la primera fase, la chispa producida por la bujía genera una reacción local que después da origen a ciertas reacciones intermedias. Éstas, a su vez, determinan las condiciones para el comienzo y desarrollo de la combustión verdadera y propia. Los productos intermedios, así como sus propiedades, son vagamente conocidos, si bien no es éste el caso de tomarlos en consideración.

Cuando salta la chispa, el combustible procedente del carburador está ya vaporizado por hallarse expuesto al calor de la compresión e íntimamente mezclado con el aire indispensable para la combustión. Alrededor de la chispa se forma el foco inicial y, desde éste, se propaga la combustión gradualmente a toda la carga según un **frente de llama** representado por la superficie, más o menos irregular ([1]), de separación entre la porción de mezcla ya encendida y la que todavía no lo está. A medida que progresa la combustión y se completa, la presión en el cilindro aumenta rápidamente, pero de una manera regular.

Un proceso de combustión que se desarrolle del modo descrito se define como **combustión normal.** El encendido sobreviene en el instante deseado como consecuencia inmediata y única de la chispa, y las partículas empiezan a quemarse cuando son alcanzadas por el frente de llama y no antes. No hay otros focos de encendido alimentados por

---

([1]) En condiciones ideales de uniformidad de la mezcla y de ausencia absoluta de turbulencia, el frente de llama sería una superficie perfectamente esférica. En la combustión normal, la irregularidad de la superficie del frente de llama depende de la *turbulencia* de la mezcla que se quema, de la uniformidad con que se realiza y de la forma de la cámara de combustión.

depósitos carbonosos o partes excesivamente calientes en la bujía o cámara de combustión; la combustión se lleva a cabo de un modo uniforme y gradual; en consecuencia, el desarrollo de energía por parte de la mezcla que se quema es también progresivo y regular.

XVI. 2. Velocidad de propagación de la llama

El frente de llama se extiende y progresa en la cámara de combustión con una rapidez que depende de la **velocidad de combustión** y de otra velocidad que llamaremos **de traslación.**

La velocidad de combustión se refiere al avance de las reacciones químicas de oxidación del combustible, el cual puede parangonarse con la manera de propagarse el fuego en un campo de hierba seca donde no sople viento alguno.

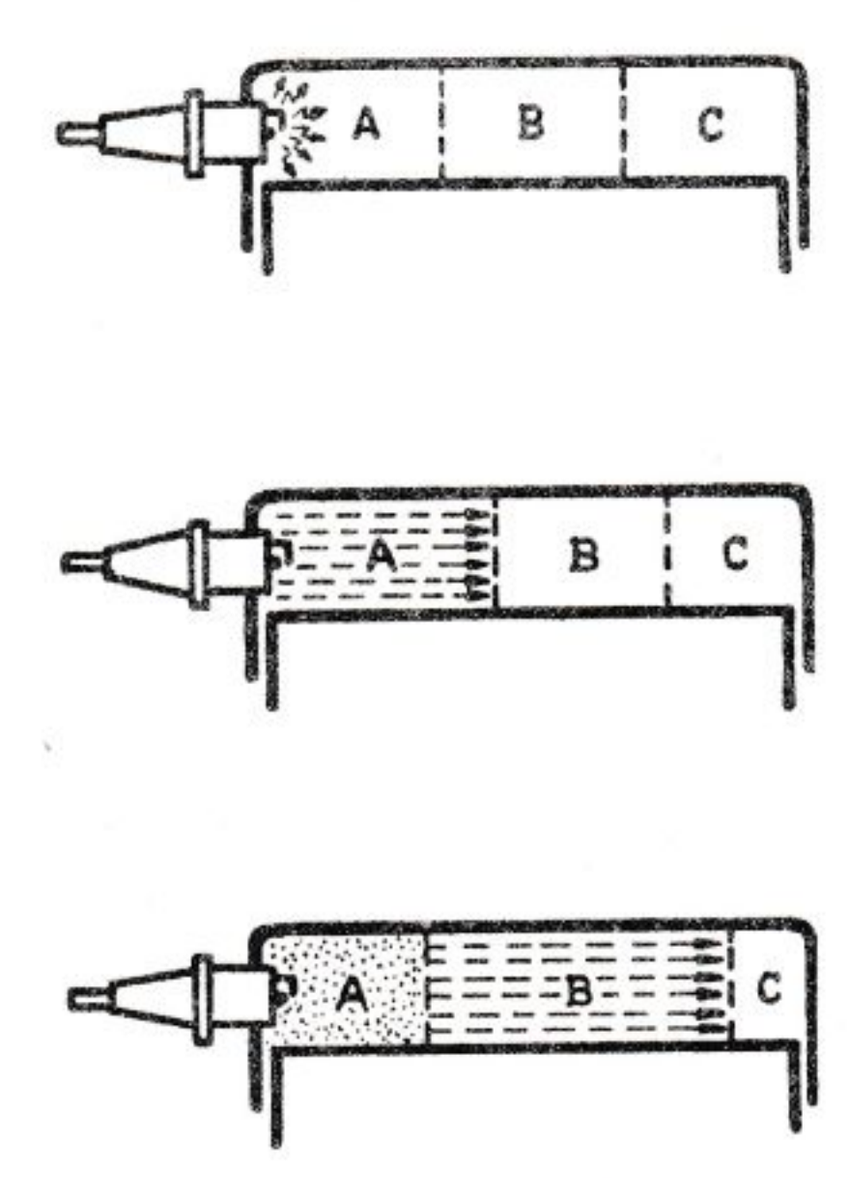


FIG. 206. — Traslación del frente de llama debida a la expansión del gas.

La velocidad de traslación se refiere, por el contrario, al movimiento físico del frente de llama con relación a las paredes de la cámara, causado por la diferencia de presiones entre la porción de gas quemado y la que está sin quemar.

Para exponer más claro el fenómeno nos referiremos a la figura 206. Dividimos la cámara de combustión en tres partes A - B - C e imaginamos que la llama se difunde de izquierda a derecha. Si la masa de mezcla A está completamente quemada, se expansionan y comprimen las partes de mezcla B y C a volúmenes más pequeños y de mayor densidad. El frente de llama progresa en la zona A con la velocidad de combustión, pero posteriormente es desplazado como consecuencia de la traslación. Cuando el frente de llama progresa por la zona B, ésta se expande, a su vez, comprimiendo el gas de la zona C en un espacio todavía menor y comprimiendo, además, el gas de la zona A en cierta medida. Si suponemos que el número de las divisiones es infinito, el resultado es el de una llama que avanza gradualmente, no sólo a consecuencia de las reacciones químicas, sino también por efecto de la traslación causada por la expansión del gas.

Los análisis fotográficos del fenómeno (obtenidos con 15.000÷20.000 imágenes al segundo a través de una mirilla de cuarzo) indican que al atravesar la cámara de combustión, la llama progresa *al principio con*

una velocidad relativamente baja. En efecto, al comienzo del proceso, la masa de carga quemada es pequeña, y la propagación se verifica sobre todo en virtud de las reacciones químicas. Por otra parte, como la bujía está colocada cerca de la superficie de la cámara, la chispa se encuentra en una zona de calma junto a la pared, donde la turbulencia resulta escasa y, por tanto, la reacción es relativamente lenta. En cuanto la llama alcanza una zona de mayor turbulencia y abarca una masa más grande, progresa más rápidamente con *velocidad más bien constante.* Ésta es la que normalmente llamamos *velocidad de la llama.* Hacia el fin del recorrido, el volumen del gas por quemar es pequeño, el efecto de traslación resulta despreciable, lo mismo que el de la reacción química, como consecuencia de haber menguado la turbulencia, razón por la cual también disminuye la velocidad de la llama.

En el rendimiento del ciclo son de gran importancia el *momento en que comienza la combustión y el tiempo que ésta necesita para realizarse.*

En efecto, la combustión no se verifica instantáneamente en el P.M.S., como se supone en el ciclo ideal, sino que principia un poco antes y prosigue durante cierto tiempo más allá del P.M.S. Por ello aumenta la presión hacia el final de la carrera de compresión, incrementando el trabajo de compresión, y disminuye al comienzo de la carrera de expansión, reduciendo el trabajo útil. Como consecuencia, el rendimiento del ciclo real es inferior al del ciclo ideal en un porcentajje tanto mayor cuanto mayor sea la duración de la combustión.

Los factores de que depende el tiempo necesario para la combustión son: **la velocidad de propagación de la llama** y **la longitud del recorrido que ha de efectuar el frente de la llama,** recorrido que depende de las dimensiones y forma de la cámara de combustión y de la posición de la bujía.

XVI. 3. Factores que influyen en la velocidad de la llama

La velocidad de la llama influye sobre la forma de aumentar la presión, es decir, sobre el gradiente de presión, que, como veremos, es importante para los efectos del funcionamiento del motor. La velocidad de la llama interviene, pues, como elemento vital en la producción de combustibles anormales. Conviene, por tanto, analizar de qué factores depende.

Como dichos factores son númerosos, nos limitaremos a reseñar los más importantes, a saber: la turbulencia y la relación aire-combustible.

Turbulencia. Experimentos realizados con equipos especiales han probado que si la mezcla no está en movimiento, la llama se propaga a una velocidad inesperadamente baja. En estas condiciones no sería posible obtener elevadas velocidades de rotación en el motor: girando

a 3.000 r.p.m., el tiempo de que dispone la combustión para verificarse se reduce a 0,002 seg., aproximadamente. Pero la mezcla está sometida en el motor a un movimiento que es consecuencia de la velocidad con que entra en el cilindro, y este movimiento aumenta la velocidad de combustión. La velocidad de la llama puede aún recibir después nuevo incremento y producir en la mezcla una ulterior turbulencia mediante formas especiales de la cámara de combustión.

El efecto de la turbulencia parece tener por causa la mezcla que se produce entre las partículas que se queman y las que han de quemarse en el frente de llama, de modo que las reacciones se activan al hacerse más intenso el contacto. Parece que una turbulencia originada por tantos vértices pequeños es más eficaz que la generada por vértices más grandes y menos numerosos. Al aumentar la velocidad del motor, se acrecienta en general la turbulencia y, en consecuencia, se incrementa igualmente la velocidad de la llama.

Relación de mezcla. La velocidad de llama más elevada se verifica con una relación aire-combustible algo más rica que la relación estequiométrica. Si se varía esta relación, la velocidad de la llama disminuye.

La velocidad de la llama está influida también por otras variantes, como la temperatura y la presión de la carga a la entrada en el cilindro, la humedad, la cantidad de gases residuales, el tiempo de encendido y la relación de compresión, pero el efecto de las mismas no es importante.

Temperatura. Existe, para una relación dada de mezcla, un limitado intervalo de temperatura durante el cual la reacción de oxidación es rapidísima. Para temperaturas más elevadas o más bajas, la velocidad de combustión disminuye notablemente.

Presión. Cuanto mayor es la presión en el momento en que salta la chispa, mayor dificultad experimenta la combustión en sus comienzos pero queda compensada después con un mayor incremento de la velocidad de propagación.

Humedad. La velocidad de llama disminuye al aumentar la humedad.

Cantidad de gases residuales. La presencia de gases residuales modera y retarda, evidentemente, la combustión.

XVI. 4. Variaciones de la presión durante la combustión

La velocidad de aumento de la presión, o **gradiente de presión**, durante el desarrollo de la combustión ejerce una notable influencia sobre la presión máxima y sobre la forma con que es transmitida al pistón la fuerza generada por el fluido.

La figura 207 representa el diagrama de la presión en el cilindro durante la combustión normal. El gradiente de presión, dado como valor del aumento de la presión para cada grado de rotación del eje cigüeñal (tangente del ángulo γ) influye sobre el área del ciclo indicado y, por tanto, sobre la potencia del motor.

El gradiente de presión es función de la rapidez con que se desarrolla el proceso de la combustión. Al principio, es pequeña la cantidad de mezcla que se quema en la unidad de tiempo, y como la combustión progresa con velocidad relativamente baja, el gradiente de presión es

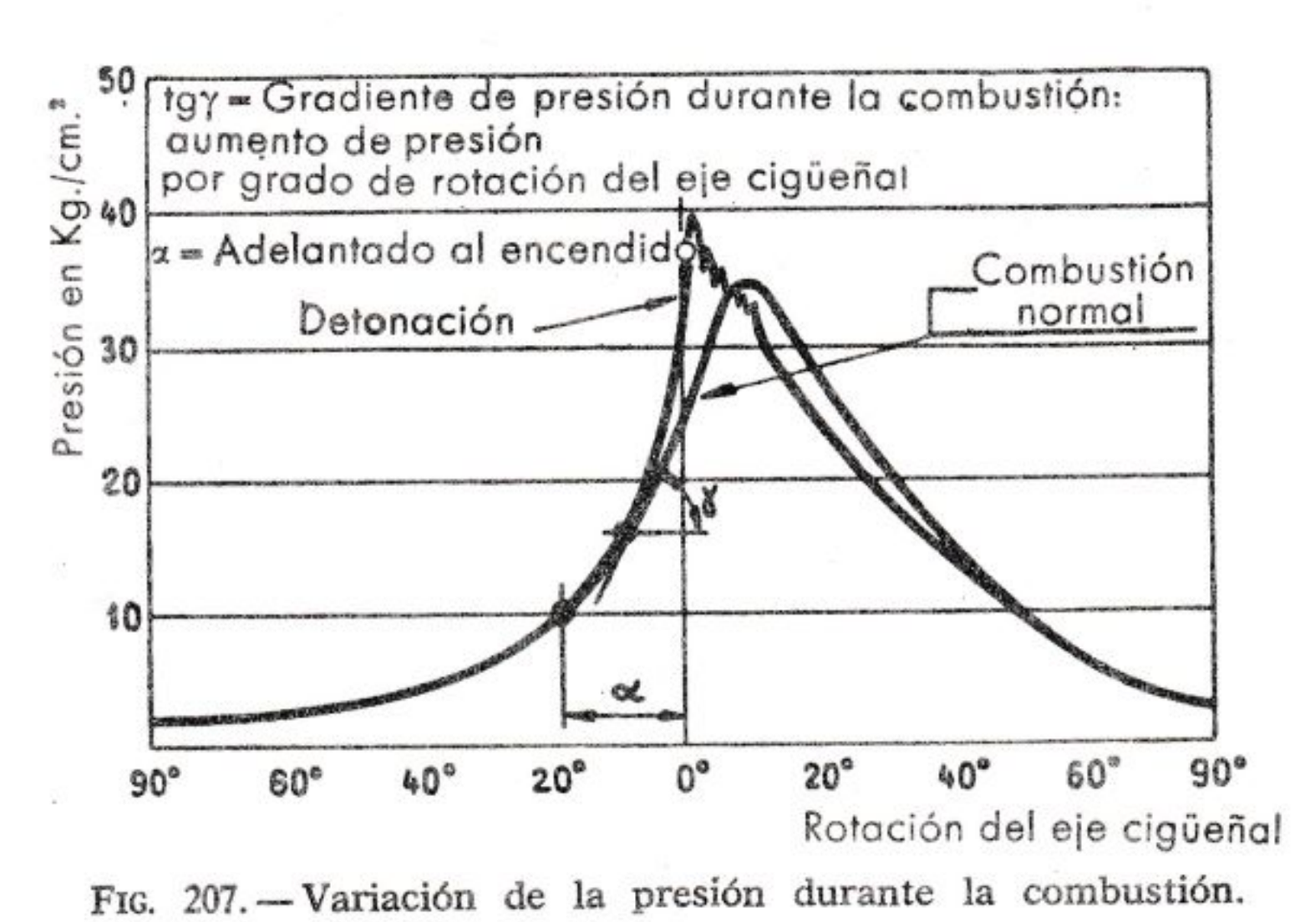


FIG. 207. — Variación de la presión durante la combustión.

también poco intenso, pero en cuanto interviene una mayor cantidad de mezcla y aumentan el área y la velocidad de propagación del frente de llama, el gradiente de presión crece con rapidez. Después tiende a disminuir cuando el frente de llama se restringe de nuevo, poniéndose en cualquier dirección en contacto con las paredes de la cámara hasta que termina el proceso de combustión. El movimiento del pistón, haciendo variar el volumen de la cámara durante la combustión, influye, evidentemente, en cierto grado, sobre las alteraciones de la presión.

En la figura 208 se muestran las curvas de presión para tres distintos valores del gradiente de presión alto, medio y bajo. Se observa que, con un gradiente de presión bajo, es necesario encender la mezcla antes que en los otros casos, porque la combustión requiere un tiempo más largo. Con gradientes de presión más elevados, consecuencia de una alta velocidad de combustión, las puntas de presión máxima están más próximas al P.M.S., es decir, hacen aumentar el área del ciclo indicado y, por tanto, la potencia. Pero razones funcionales ponen un límite al gradiente de presión: si éste es demasiado alto, las fuerzas que actúan sobre el pistón no son suficientemente progresivas, y el funcionamiento del

motor resulta rudo y violento. Tales anormalidades pueden provocar, además, el fenómeno de la detonación.

El experimentador inglés H. Ricardo ha comprobado prácticamente que un gradiente de presión en torno a los 2 kg/cm² por grado sumi-

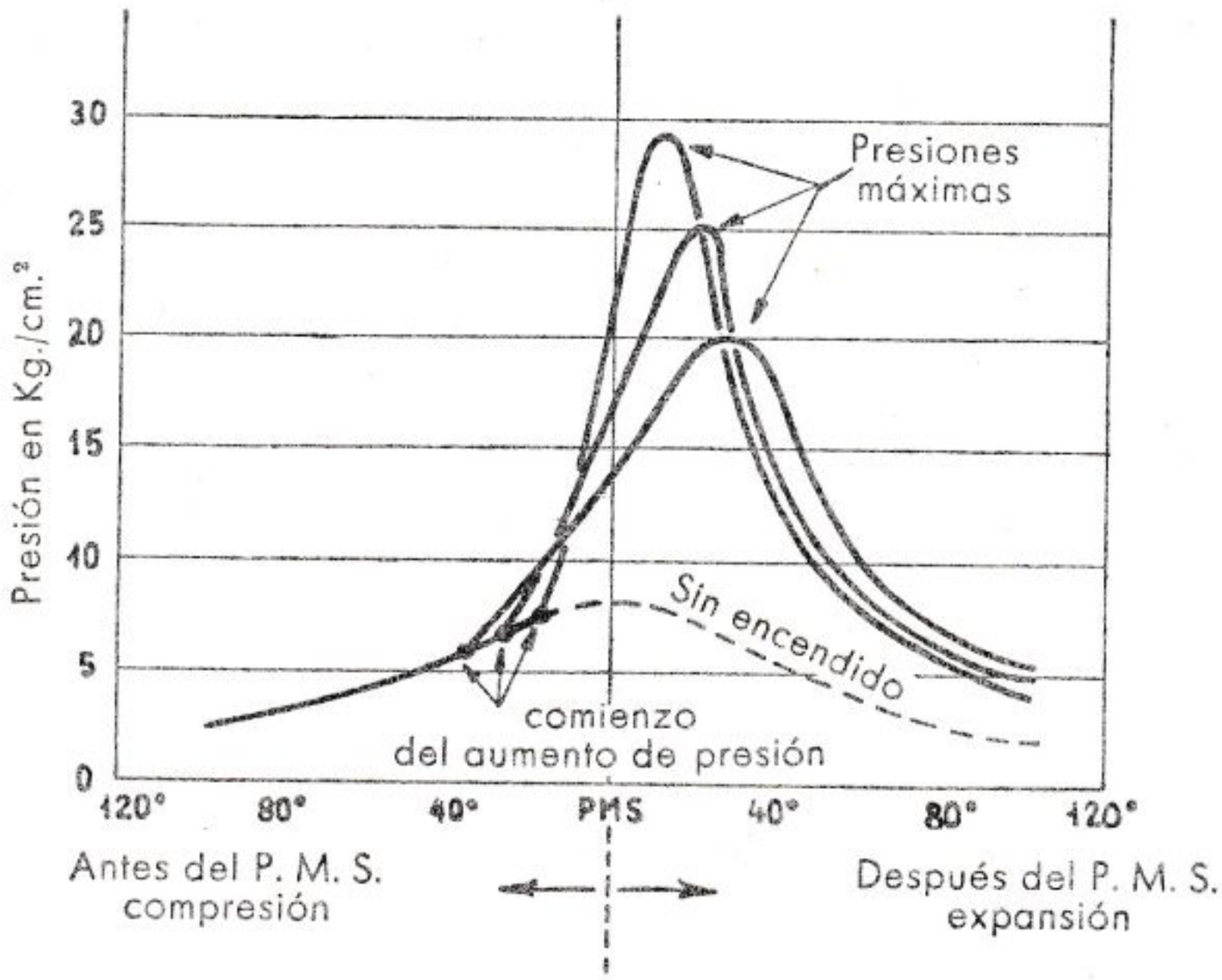


FIG. 208. — Combustiones con diferentes gradientes de presión.

nistra la potencia máxima. Para obtener gradientes más elevados, comprendidos siempre dentro de los márgenes de una combustión normal, es necesaria una intensa turbulencia, la cual causa, sin embargo, una pérdida de calor y una disminución de potencia cuando es excesiva.

XVI. 5. Combustiones anormales

Como ya hemos dicho, la combustión es *normal* cuando comienza en el punto y en el instante en que salta la chispa y progresa gradualmente desde esta fase inicial hasta alcanzar todas las zonas de la cámara. Es *anormal* cuando, habiendo principiado con el salto de la chispa, no progresa del modo regular antes descrito, o bien no es provocada directamente por la chispa, sino por otras causas.

Parece útil dividir las combustiones anormales en dos categorías, tomando por base de la clasificación la forma en que se determina el encendido:

Combustiones anormales por **encendido superficial.**

Combustiones anormales por **autoencendido.**

El encendido superficial es originado por puntos excesivamente calientes de la cámara de combustión o por partículas incandescentes, y puede sobrevenir antes o después de saltar la chispa.

El autoencendido es, por el contrario, un fenómeno de encendido espontáneo de toda o de parte de la mezcla, el cual se verifica como consecuencia de particulares condiciones de presión y de temperatura. La combustión se desarrolla en este caso con rapidez muy superior a la de la combustión normal. El autoencendido puede también acontecer antes o después de saltar la chispa.

El autoencendido de toda la carga constituye un caso muy raro. Por el contrario, es muy frecuente el autoencendido de una porción de la carga, y precisamente de aquella que permanece todavía sin quemar después de haberse quemado toda la otra parte tras el avance del frente de llama. En este caso, el autoencendido se llama *detonación*. Ésta origina casi siempre un ruido metálico característico, acompañado de un funcionamiento violentamente rudo del motor y de una considerable pérdida de potencia. Dada su importancia, la trataremos en particular en un apartado especial de este capítulo (párrafo XVI. 7).

XVI. 6. Encendido superficial

Si el motor funciona en tales condiciones que sobre las paredes internas de la cámara de combustión se vayan recalentando con exceso ciertas żonas, como puede ocurrir con la válvula de escape y los electrodos de la bujía, o bien se forman partículas carbonosas incandescentes, no es posible descartar el riesgo de que estas piezas demasiado calientes enciendan la mezcla que las rodea. Se produce, por tanto, un **encendido superficial** que origina un frente de llama completamente distinto del normal.

El encendido superficial se verifica por lo común, antes de que salte la chispa, y en este caso se llama **preencendido.** Algunas veces se producen particulares formas de combustiones anormales, fenómeno que se justifica y explica suponiendo que se sobrevienen encendidos superficiales incluso después de haber saltado la chispa, los cuales reciben el nombre de **postencendidos.**

El preencendido tiende a aumentar la temperatura y la presión en la cámara de tal modo que, de hecho, eleva todavía más la temperatura de los puntos calientes. Por esta causa puede ocurrir que el preencendido adquiera mayor intensidad con la gradual sucesión de los ciclos; los puntos de presión máxima tienden entonces no sólo a crecer sin excluir la posibilidad de detonaciones, sino también a adelantarse cada vez más en su realización respecto al P.M.S. Ésta es la llamada forma o modalidad de **preencendido progresivo.** Cuando se verifica, puede suceder fácilmente que la presión máxima del ciclo se alcance antes de

que el pistón llegue al P.M.S. En este caso, la presión de los gases se opone al movimiento del pistón en la última etapa de la carrera de compresión, la potencia se reduce y el funcionamiento del motor resulta muy rudo. El preencendido tiene que evitarse a todo trance, por resultar muy nocivo para los órganos del motor, en especial para las piezas y zonas sometidas a elevadas temperaturas, tales como el pistón, la válvula de escape y la bujía.

XVI. 7. La detonación

Una mezcla de combustible y aire, en ciertas condiciones de temperatura, presión y densidad, se enciende espontáneamente sin necesidad de iniciar la llama con un medio externo. Desde el momento en que se alcanzan estas condiciones críticas hasta el instante en que se produce el autoencendido transcurre un corto período de tiempo que se llama **retraso de encendido** (en inglés, *ignition delay*).

Como ya hemos dicho, cuando en la cámara de combustión avanza el frente de llama, la parte de carga todavía sin quemar es sometida a un aumento de presión y de temperatura. Dicha porción de carga puede alcanzar las condiciones críticas de presión, temperatura y densidad, y, por ello, encenderse, arder y quemarse casi instantáneamente, es decir, **detonar.**

La producción de energía es, en tal caso, extremadamente rápida a causa del gradiente de presión que se forma en la cámara de combustión, en tal grado, que genera vibraciones en la masa del gas y, por consiguiente, en las paredes. Estas vibraciones se revelan acústicamente con el característico picado al que hicimos alusión en el tema de combustibles.

La **detonación** puede verificarse bien a raíz de un encendido superficial, o bien tras un encendido regular por la chispa; este último es el caso más común y frecuente.

La diferencia principal entre encendido superficial y detonación estriba en el hecho de que, mientras en el primero la llama avanza con velocidad más o menos normal, en el segundo la velocidad de llama es enormemente mayor. No es raro que a un encendido superficial siga la detonación.

Evidentemente, el funcionamiento continuado y mantenido en estado de detonación puede también conducir al encendido superficial. En efecto, el estado de detonación produce una combustión irregular, capaz de causar el calentamiento excesivo de puntos determinados y de implicar las mismas consecuencias de una refrigeración insuficiente.

La detonación produce una mengua del rendimiento (fig. 209), así como otros efectos particularmente nocivos, tales como presiones irregulares —en la figura 210 se comparan los diagramas de las presiones

en las fases de una combustión en régimen normal y otra en régimen de detonación— y recalentamiento de algunas piezas, que pueden causar la destrucción de las mismas —fusión del fondo del pistón, quemaduras en las válvulas de escape, agarrotamiento de los aros por coquización del aceite lubricante, etc.

En los autovehículos, la detonación es fácilmente perceptible, pero cabe evitar semejante inconveniente variando las condiciones de funcionamiento del motor; cuando, por el contrario, a causa de la presencia de otros ruidos, como en el caso de los motores de aviación, resulta imposible percibir el picado, el peligro de la detonación es mucho más grave.

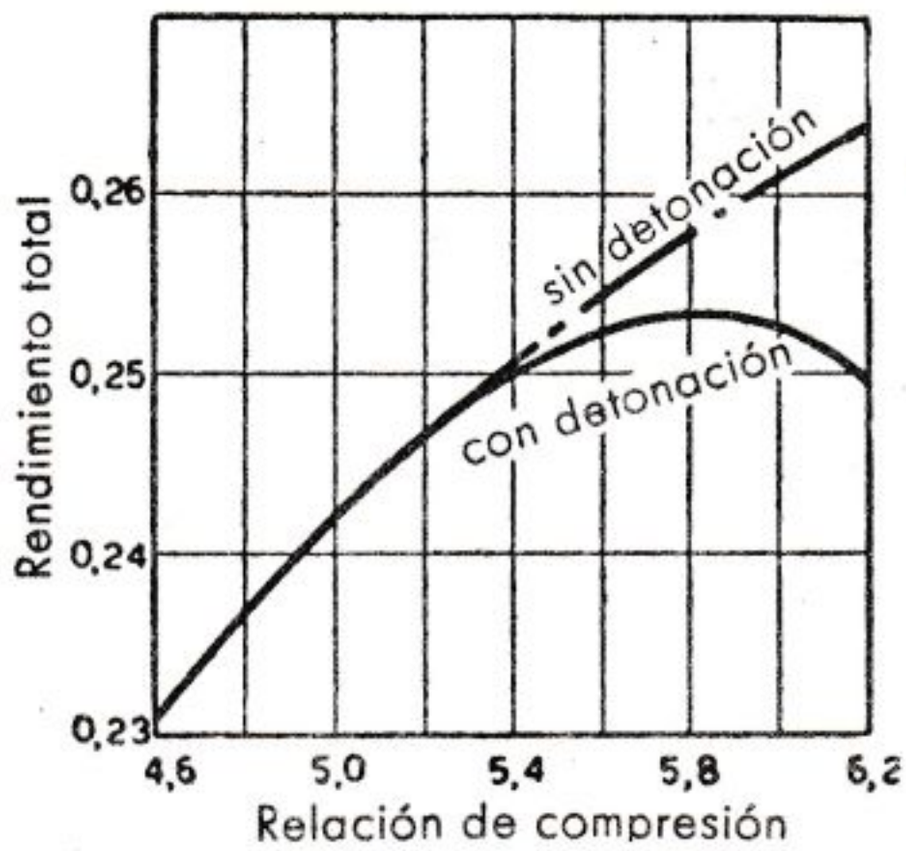


FIG. 209. — Efecto de la detonación sobre el rendimiento.

A la luz del conocimiento del fenómeno, por lo demás muy limitada, fundada sobre todo en datos obtenidos en un gran número de estudios experimentales ([1]), la teoría de la detonación puede ser expuesta en forma simple de la manera siguiente.

La figura 210 representa un normal frente de llama que atraviesa la cámara de combustión desde la bujía hacia el punto *b*. En el instante considerado, el área *a, a', b* representa la parte de mezcla todavía sin quemar.

Si esta carga sin quemar no alcanza su temperatura crítica de autoencendido, no se encenderá espontáneamente, el frente de llama *a a'* progresará regularmente hasta el punto *b* y la combustión será normal. Si, por el contrario, la carga sin quemar *a a' b* se eleva y permanece durante un tiempo suficiente por encima de su temperatura crítica de autoencendido, se producirán detonaciones.

En otras palabras, si el frente de llama puede progresar de la línea *a a'* hacia el punto *b* y consumir la carga sin quemar de modo normal antes de que transcurra un tiempo igual al período de retraso de encendido, no habrá detonación; si, por el contrario, el frente de llama hace, durante el tiempo correspondiente al retraso de encendido, un recorri-

---

([1]) Brevemente: en la fase de compresión, el carburante comienza a oxidarse formando *peróxidos* (compuestos muy inestables); durante la combustión, tales formaciones aumentan por causa de la parte de mezcla todavía sin quemar y por efecto de la permanencia de valores excesivos de temperatura y de presión, los peróxidos se descomponen violentamente dando origen a reacciones en cadena y, por tanto, a la combustión simultánea de la mezcla sin quemar.

Esta teoría explica también la acción de los *antidetonantes* (véase párrafo V. 4), los cuales no son sino *antioxidantes* cuya función es impedir la formación de los peróxidos.

do inferior a la distancia entre la línea *a a'* y *b*, se verifica la detonación.

Es decir, si durante el retraso de encendido, la llama alcanza solamente la línea *c c'*, se hallará sometida a detonación la parte de carga no quemada que queda entre esta línea y el punto *b*. El diagrama en coordenada presión/tiempo resulta irregular (véase también la fig 207). Está claro, por tanto, que la detonación en el motor de EB sobreviene al final de la combustión.

Resumiendo, podemos decir que si el período de retraso de encen-

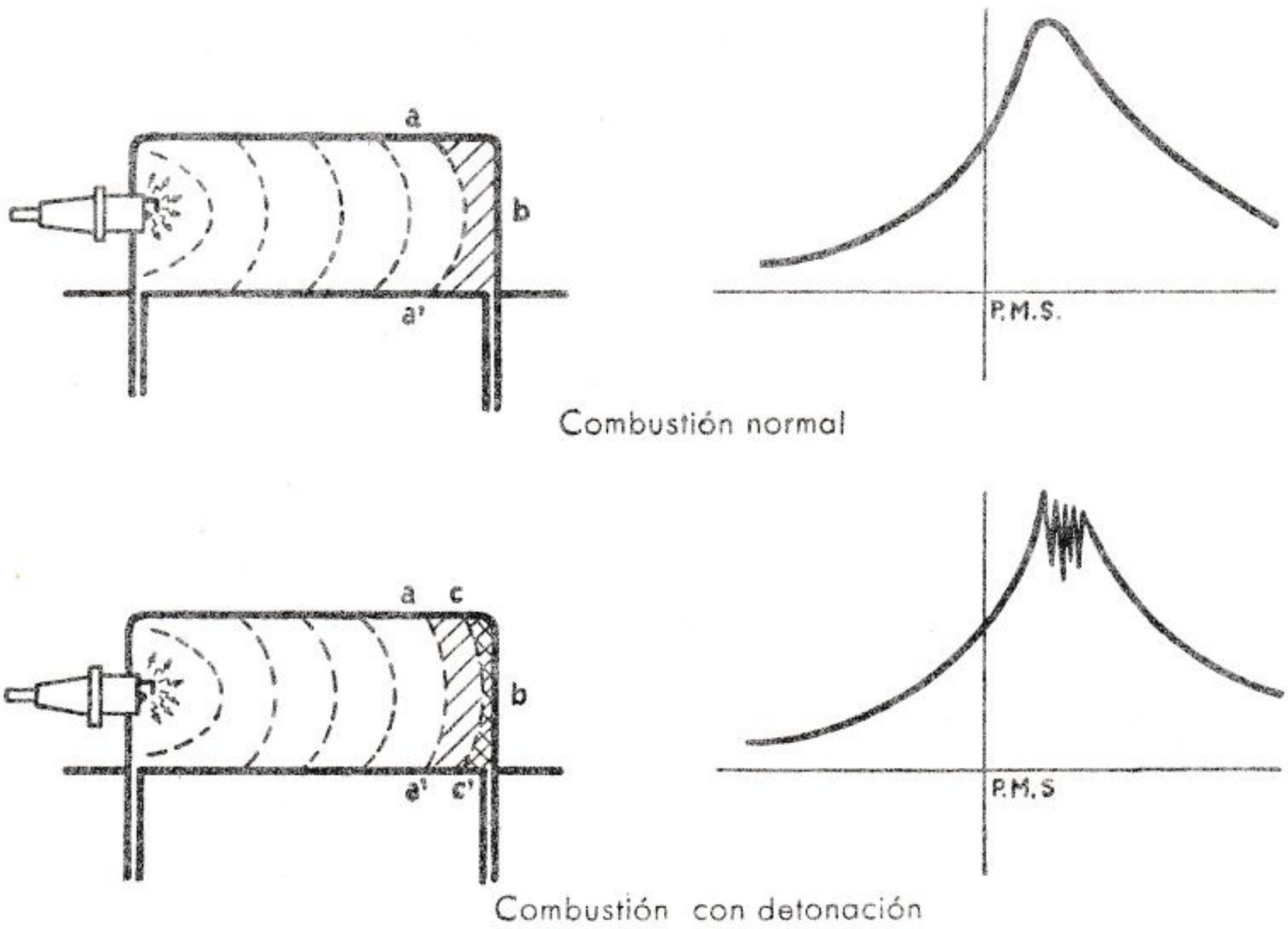


FIG. 210.

dido es más largo que el tiempo requerido por el frente de llama para atravesar la carga no quemada, no debe hacer detonación. Pero si se alcanza y se mantiene la temperatura crítica y el retraso de encendido es inferior al tiempo que el frente de llama emplea para atravesar la carga, ésta detona.

En consecuencia, para evitar la detonación se ha de procurar que la temperatura crítica de autoencendido sea elevada y que el retraso de encendido sea largo.

XVI. 8. Variables que influyen en la detonación

En el capítulo referente a los combustibles se habló de la importancia de sus características antidetonantes. Trataremos ahora de las variables que influyen sobre la detonación considerando como constante el valor del N. O. del combustible.

En general, toda medida encaminada a aminorar la temperatura de la parte de carga sin quemar contribuye a prevenir la detonación, porque reduce la probabilidad de alcanzar la temperatura crítica de autoencendido. Así, cada disposición apta para reducir la densidad de la carga tiende a limitar la posibilidad de detonación porque disminuye la energía desarrollada. Se restringe la posibilidad de detonación con las siguientes prevenciones:

1.ª Reduciendo la relación de compresión, porque desciende la presión y la temperatura.

2.ª Reduciendo la cantidad de carga introducida, o la temperatura del carburante, o rebajando el grado de sobrealimentación.

3.ª Disminuyendo la temperatura de la mezcla a su entrada.

4.ª Manteniendo las paredes de la cámara de combustión a la temperatura más baja posible.

5.ª Retrasando el encendido para que la punta de presión sea alcanzada más tarde en la carrera de expansión.

6.ª Empleando mezclas ricas o bien pobres para disminuir la temperatura de la llama.

Por otra parte, se reduce el peligro de detonación si se aumenta la velocidad de llama, porque, de esa forma se tiende a completar la combustión en un tiempo inferior al retraso de encendido. Es útil por ello:

1) Aumentar la turbulencia.

2) Aumentar la velocidad de rotación del motor, porque así resulta más intensa la turbulencia.

3) Reducir la longitud del recorrido que tiene que realizar la llama en la cámara de combustión.

4) Emplear una rica relación de mezcla para obtener la máxima velocidad de la llama.

Entre todos los factores que limitan la potencia y el rendimiento de los motores de encendido por chispa que utilizan combustibles líquidos ligeros, la detonación es el más importante; ella pone un límite a la máxima relación de compresión para cada determinado combustible.

XVI. 9. Adelanto de encendido

Como ya sabemos, la chispa tiene que saltar antes del P.M.S., debido a que la combustión no se verifica de un modo instantáneo, sino que dura cierto tiempo. El ángulo que describe la manivela con el eje del cilindro en el instante en que salta la chispa, es el ángulo de adelanto. Generalmente se obtiene la máxima potencia con el ángulo de adelanto, el cual permite alcanzar en el P.M.S. la mitad aproximada del aumento de presión por efecto de la combustión. Por lo regular, en estas condiciones la punta de máxima presión se verifica entre los 15° y 25° después del P.M.S.

El valor del adelanto depende pricipalmente de la velocidad de propagación de la llama y de la longitud del recorrido que ha de realizar la llama para que se lleve a cabo la combustión.

El valor óptimo del ángulo de adelanto varía al cambiar el régimen del motor, sobre todo porque la duración de la primera parte de la combustión (la de baja velocidad) es prácticamente independiente del régimen de rotación del motor (1). Por ello, al aumentar el régimen ha de aumentar también el valor del ángulo de adelanto.

Es difícil realizar dispositivos que cambien automáticamente el adelanto de encendido con una ley de variación correspondiente a la que requiere el motor para obtener la máxima potencia en todos los regímenes. En la práctica, la curva de adelanto de encendido sólo se aproxima a la necesaria, porque se tolera una ligera pérdida de potencia respecto a la máxima obtenible, lo cual es preferible a correr el riesgo de provocar la detonación.

En general se da un adelanto constante hasta un cierto régimen (**adelanto fijo**) y continúa después gradualmente creciendo hasta el régimen de potencia máxima (**adelanto automático**). Este resultado se obtiene, por lo regular, con un dispositivo centrífugo.

El dispositivo centrífugo no permite, sin embargo, aprovechar plenamente las posibilidades del motor a las cargas reducidas. En éstas, teniendo en cuenta que la densidad de la mezcla es menor y la combustión progresa más lentamente, el adelanto óptimo debería ser mayor a el requerido al mismo régimen, pero a plena carga. Por otra parte, como la presión inicial de la carga es pequeña, el peligro de provocar el fenómeno de la detonación es también mínimo, incluso con grandes ángulos de adelanto. Por consiguiente, en los autovehículos, teniendo

(1) Al variar el régimen, la fase de combustión a velocidad de llama constante (es decir, una buena parte de la combustión) presenta, de hecho, por el contrario, casi la misma duración en grados de rotación del eje motor; la velocidad de la llama es, en efecto, prácticamente proporcional al valor de la turbulencia, la cual, a su vez, es función principal de la velocidad de la mezcla en la aspiración, que, en líneas generales, resulta proporcional a la velocidad del pistón y, por tanto, al régimen del motor.

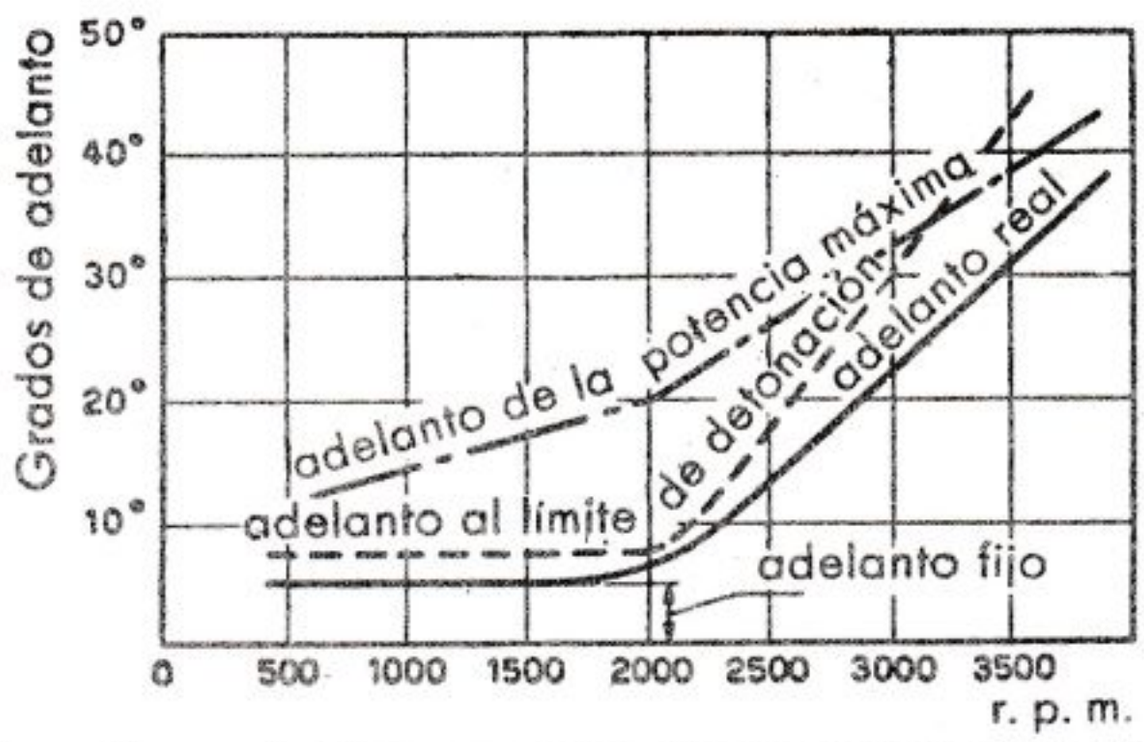


FIG. 211. — Curvas teóricas y reales de un variador centrífugo de adelanto para un motor de automóvil.

en cuenta que el motor funciona a cargas parciales durante mucho tiempo, se aplica a menudo un **variador de adelanto por depresión** (1), el cual, por ser sensible a la depresión del conducto de aspiración, hace aumentar oportunamente el adelanto cuando se parcializa la alimentación.

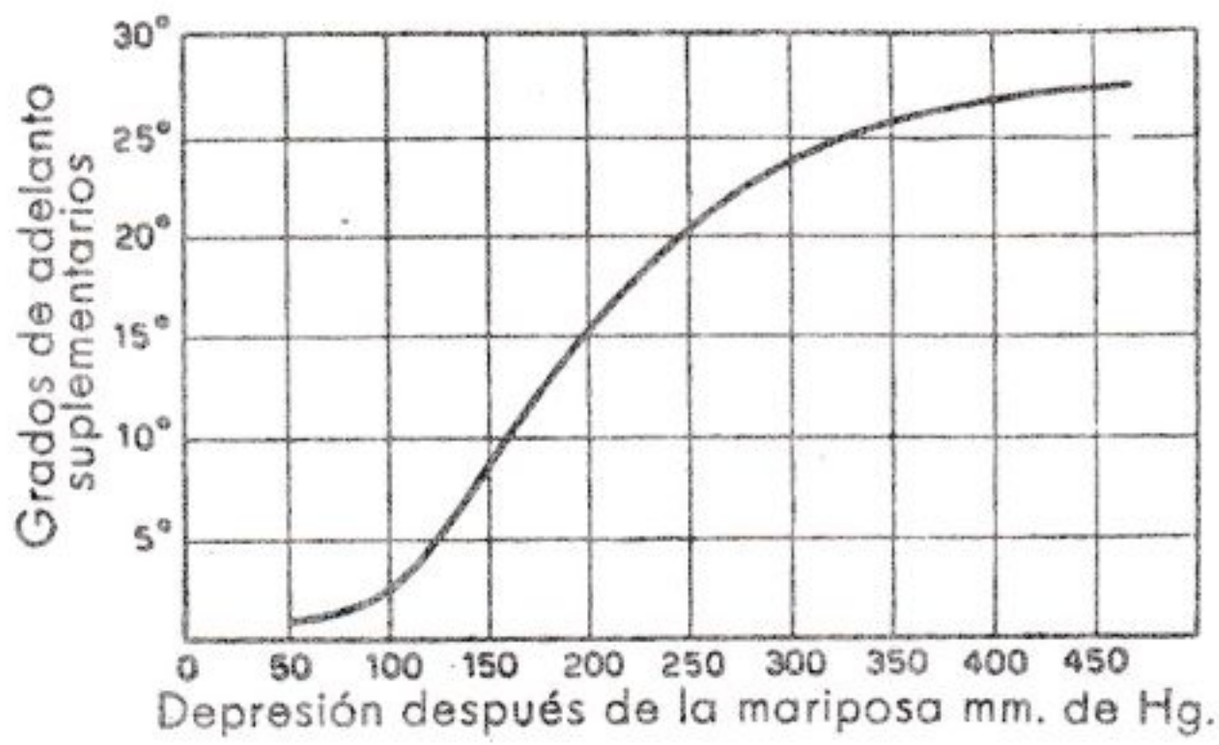


FIG. 212. — Curva real del suplemento de adelanto para funcionamiento con cargas parciales dotado de un oscilador de depresión, para un motor de automóvil.

El valor máximo del adelanto total sobre la curva de potencia máxima oscila alrededor de los 30÷40°; con cargas parciales se alcanzan hasta los 50÷65°. En la figura 211 están trazadas las curvas teóricas y reales de un variador centrífugo de adelanto para un motor de automóvil, y en la figura 212, la curva del suplemento de adelanto que suministra el dispositivo por depresión.

(1) La toma de depresión se sitúa inmediatamente por encima de la mariposa del carburador cuando ésta se encuentra cerrada; en estas condiciones, es decir, con el motor al mínimo, la depresión en el colector de aspiración no actúa sobre el sistema; en cuanto se abre la mariposa, el orificio se encuentra por debajo de ella, y la depresión obra entonces sobre el variador.

Recordamos, por último, que en los motores de aviación es necesario aumentar el adelanto al aumentar la cota de vuelo, porque disminuyen la velocidad de la llama y la presión de alimentación.

XVI. 10. La cámara de combustión

La forma de la cámara de combustión y la posición de la bujía tienen una gran influencia sobre el desarrollo de la combustión y, por tanto, sobre el rendimiento térmico.

En general se puede decir que la pared de la culata y las válvulas deben estar sistematizadas de forma que permitan escoger una posición de la chispa que favorezca la realización de la combustión con la mayor regularidad posible. Además la forma de la pared superior del émbolo debe estar perfilada de tal modo que contribuya a este fin.

En general, podemos decir que, cualquiera que sea el objeto perseguido, se debe obrar de modo que:

1.º La presión en el cilindro aumente de suerte que el valor máximo sea alcanzado cuando el pistón supere apenas el P.M.S. y disminuya gradualmente durante la fase de expansión; la fuerza ejercida por el gas se desarrolle gradualmente, lo cual equivale a decir que el gradiente de presión es mantenido entre los límites ya mencionados.

2.º No provocar las condiciones a consecuencia de las cuales se verifica la detonación.

Para realizar las condiciones del primer punto, la cámara ha de estar diseñada de modo que la velocidad del frente de llama se mantenga lo más elevada posible por medio de una buena turbulencia y, además, se queme la mayor parte posible de la carga tan pronto como salta la chispa, con una progresiva reducción de la cantidad de mezcla que se quema al realizarse la combustión.

Para reducir las contingencias de detonación, hay que alcanzar los objetivos siguientes:

1.º Mantener baja la temperatura de la parte de carga que se quema al final, la cual está, por lo general, más distante de la bujía, cuidando de que en esta parte de la cámara sea elevada la relación entre la superficie y el volumen. Es decir, hay que refrigerar enérgicamente la parte de mezcla más alejada de la bujía.

2.º Reducir el recorrido de la llama, disponiendo, para ello, la bujía en la posición más central posible, o colocando dos bujías en las paredes de la cámara.

Cuando la cámara esté diseñada para obtener la mayor potencia específica, habrá de permitir la disposición de válvulas de gran diámetro, pero, a un tiempo, a fin de reducir las pérdidas de calor ocasionadas

por la refrigeración, se ha de proceder de modo que la relación entre las superficies de las paredes y volumen de la cámara sea lo más baja posible.

En la figura 213 se ilustran los principales tipos de cámara comenzando por aquellos de válvula lateral hasta los más modernos de mayor difusión en la actualidad.

Las cámaras de válvula lateral, llamadas también en L, poseen una gran superficie en relación con su volumen, y no son adecuadas para elevadas relaciones de compresión. Fueron usadas durante un largo período de tiempo en los motores de automóviles porque proporcionaban a aquéllos simplicidad, reducida dimensión y bajo coste. Pero han sido abandonados cuando los avances en el campo del diseño y en los métodos de producción a gran escala han permitido construir motores con válvulas en la culata, dotados de mecanismos de distribución suficientemente silenciosos y de coste aceptable.

Las cámaras de combustión más usadas hoy en día en el campo automovilístico son las correspondientes a las letras *e, h, i.* La *e* y la *h* están muy difundidas porque unen a una buena eficiencia una gran simplicidad de construcción. La *i,* denominada cámara hemisférica, se utiliza para obtener la más elevada potencia específica pues en comparación con los otros tipos permite la sistematización de válvulas de mayor diámetro.

A los efectos de la detonación, la cámara más eficiente es la triangular (*h*) porque realiza del modo más simple y racional las condiciones acerca de las cuales se ha hablado en la primera parte de este párrafo.

La cámara *q,* llamada también «Herón», del nombre del ingeniero que ha puesto recientemente en evidencia sus valores, no es otra cosa que una cámara discoidal semejante a aquella de los motores Diesel a inyección directa. Esta cámara no permite la sistematización de válvulas de gran diámetro a no ser que el diámetro del cilindro sea muy grande en relación con la carrera. Ha alcanzado un cierto interés últimamente en razón del hecho de haberse adoptado, de modo especial en automovilismo, motores de carrera extremadamente corta en relación al diámetro de los cilindros. Las ventajas de la cámara «Heron» deben atribuirse sobre todo a la simplicidad de construcción de la culata.

Entre las cualidades de una cámara de combustión hay que considerar también la llamada **resistencia al envejecimiento.** Esta resistencia se determina midiendo la diferencia entre el adelanto soportado hasta el **límite de la detonación** de la cámara al comienzo del funcionamiento, y el que corresponde al instante en que la cámara se ha estabilizado en lo que respecta a la formación de depósitos carbonosos (esto es, cuando la cantidad de los nuevos depósitos alcanza solamente a compensar la cantidad de depósitos que son expulsados por el escape). Asimismo tiene importancia el tiempo que tarda la cámara en estabilizarse.

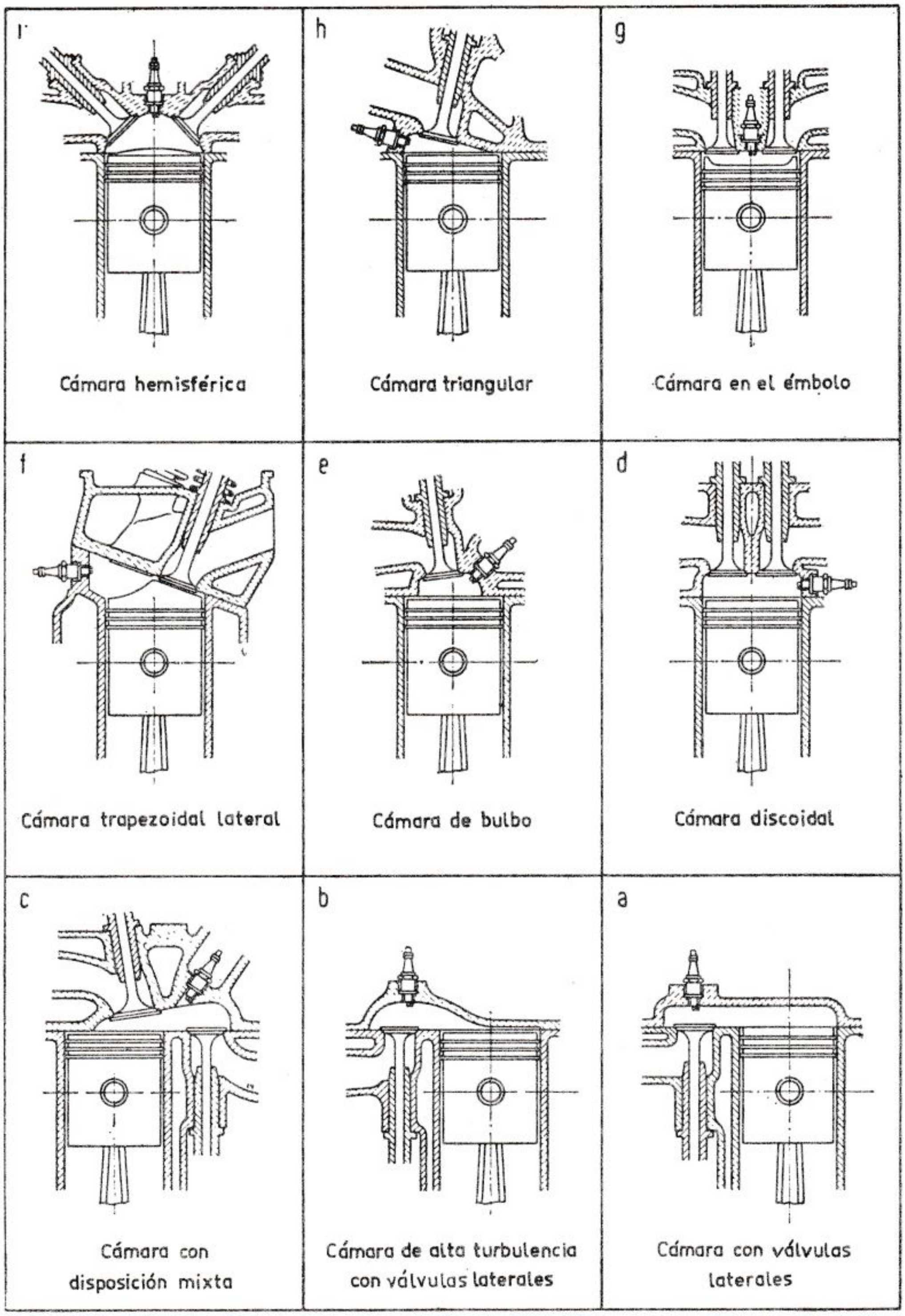


FIG. 213. — Comparación entre distintos tipos de cámaras de combustión.

Desde el punto de vista de la resistencia al envejecimiento, la cámara es buena si las condiciones de la combustión evitan la formación de depósitos carbonosos. Parece conveniente a tal respecto provocar una intensa turbulencia al final de la fase de compresión. Este tipo de turbulencia se obtiene comprimiendo, por así decir, el gas en las zonas llamadas de **laminación** entre el pistón y las paredes de la cámara. Un ejemplo clásico es el de la cámara Ricardo de elevada turbulencia con válvulas laterales. Además, las zonas de laminación son útiles sobre todo para prevenir la detonación cuando están en la parte más alejada de la bujía.

Por lo que respecta a la posición de la bujía, podemos decir, resumiendo, que tiene una notable importancia, porque determina la longitud del recorrido de llama y las variaciones del área del frente de llama. De ella dependen, por tanto, el tiempo requerido para la combustión, el valor del gradiente de presión y, en último análisis, la suavidad en el funcionamiento del motor, así como la potencia específica obtenible.

Con la bujía colocada próxima a la válvula de aspiración se obtienen, en general, una buena marcha al mínimo y una elevada velocidad de rotación.

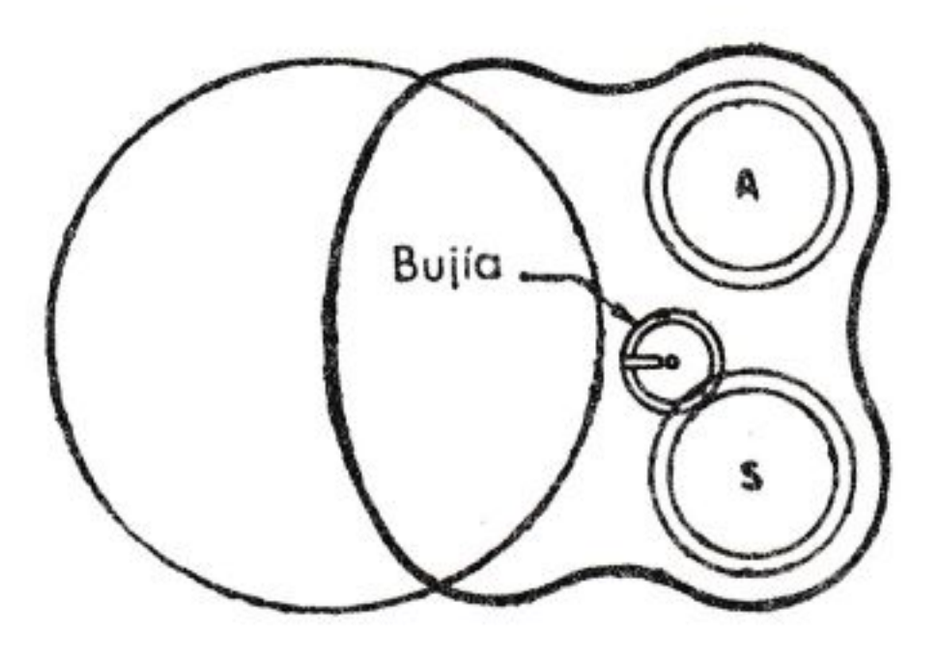


FIG. 214. — Buena posición de la bujía en una culata con válvulas laterales.

Por el contrario, con la bujía colocada próxima a la válvula de escape se logran mejores características antidetonantes y una combustión más suave; ésta es la disposición que suele adoptarse de ordinario. En la figura 214 está indicada la posición de la bujía más adoptada para un motor con válvulas laterales: la distancia más oportuna entre el eje de la bujía y el de la válvula de escape es, aproximadamente, en torno a los 30 y 35 % de la distancia entre los ejes de las válvulas.

Otras variaciones en el comportamiento del motor se siguen del hecho de que la bujía esté colocada de tal forma que en el momento de saltar la chispa se halle rodeada de mezcla pobre o rica.

XVI. 11. Características de las principales cámaras

Resumimos brevemente algunas consideraciones sobre las características de los principales tipos de cámara.

1) **Cámara hemisférica,** con dos o cuatro válvulas en culata, inclinadas. Presenta la ventaja de permitir la sistematización de la bujía en posición central cuando las válvulas están en número de cuatro, o casi central cuando son dos las válvulas. Con ella puede adoptarse para la válvula el diámetro más grande posible, y obtener con ello elevadas potencias específicas con regímenes elevados de rotación del motor.

Cuando la gasolina tenía un bajo N.O., la cámara hemisférica era ciertamente la cámara de combustión con la menor relación superficie/volumen, pues en general la superficie superior del émbolo era plana o casi plana. De hecho, siendo la relación de compresión bastante baja no era necesario crear sobre el émbolo ninguna protuberancia. En los motores modernos para alcanzar una relación de compresión elevada (= 9) resulta necesario proporcionar al émbolo una forma parecida a un tejado con lo que aumenta notablemente la superficie que encierra al fluido en el momento de la combustión.

2) **Cámara triangular.** Tiene la ventaja de concentrar la mayor parte de la mezcla en las proximidades de la bujía, de modo que el frente de llama, a medida que avanza, va encontrando masas de gas sin quemar, continuamente renovadas.

En los motores modernos con una elevada relación de compresión la cámara triangular tiene una relación superficie/volumen ligeramente más favorable a la de la cámara hemisférica y, desde el punto de vista de la detonación, se puede considerar, en valor medio, equivalente o superior. Pero como, a igualdad de diámetro del cilindro, las válvulas resultan de diámetro inferior, la potencia específica máxima alcanzable es inferior. Los motores con cámara triangular, que tienen los ejes de las válvulas situados en todos en un plano, resultan de construcción más simple y económica a las de aquéllos con cámara hemisférica

3) **Cámara en el émbolo (tipo Heron).** Este modelo de cámara tiene la ventaja de estar contenida entre la superficie de unión de la culata-bancada, y el émbolo adecuadamente perfilado. La culata, careciendo de las cavidades que caracterizan a las culatas con los otros tipos de cámaras, es de construcción muy simple.

Como ya se ha dicho, las dimensiones de las válvulas dependen de las de los cilindros y en consecuencia de las limitaciones en el rendimiento volumétrico en regímenes elevados. La relación superficie/volumen resulta muy favorable y son buenas también las cualidades antidetonantes.

4) **Cámara trapezoidal lateral.** Representa una típica aplicación de las teorías sobre la laminación con respecto a la resistencia al envejecimiento: permite elevados valores en la relación de compresión.

La culata y el bloque de cilindros están unidos según un plano inclinado respecto al eje del cilindro, la cámara se halla comprendida entre el cilindro y el cielo del pistón y queda cerrada por arriba por la superficie plana de la culata. La bujía está colocada sobre el bloque del cilindro, en óptima posición para su refrigeración, y a corta distancia de la válvula de escape; en el momento de la combustión, la válvula de aspiración queda toda ella cubierta por el pistón.

La principal ventaja de esta cámara consiste en que concentra la mayor parte de la mezcla en las proximidades de la bujía.

Otra ventaja importante se cifra en que permite colocar válvulas muy grandes respecto al diámetro del cilindro sin tener que inclinarlas entre sí como ocurre en la cámara hemisférica. Pero la relación superficie/volumen es menos ventajosa que las de las cámaras precedentes y la construcción del motor es muy complicada.

5) **Cámara de bulbo.** Por simplicidad de construcción, las válvulas son generalmente dos, verticales y levemente inclinadas, pero paralelas entre si; el encendido puede verificarse en posición bastante central, y la refrigeración de la bujía resulta igualmente fácil.

En motores pequeños es necesario a menudo ampliar la culata respecto al diámetro del cilindro, a fin de poder colocar válvulas suficientemente grandes.

Constituye un buen elemento para motores económicos.

6) **Cámara discoidal.** Con dos o cuatro válvulas en culata de eje vertical. Las válvulas resultan de menor diámetro en comparación con los anteriores tipos de cámaras.

Raramente puede disponerse la bujía en posición central; por razones de espacio, ésta ha de colocarse en la superficie lateral del cilindro; a menudo se acomodan dos bujías diametralmente opuestas (disposición típica de los motores de aviación refrigerados por agua).

7) **Cámara con disposición mixta de las válvulas.** Por lo general, la válvula de aspiración está colocada en la culata, mientras la de escape lo está en posición lateral. Esta disposición permite adoptar válvulas de gran diámetro y, por tanto, obtener un elevado rendimiento volumétrico.

8) **Cámara de elevada turbulencia con válvulas laterales** (llamada tipo Ricardo). El paso entre el cilindro verdadero y la cámara de combustión suscita en el fluido, durante la fase de compresión, una intensa turbulencia. El área de la superficie de laminación permite una eficaz refrigeración de la zona más alejada de la bujía y se puede, por ello, elevar la relación de compresión por encima de los valores normales que es posible conseguir para culatas con válvulas laterales.

La turbulencia tiene una particular importancia para las cámaras con válvulas laterales, porque representa un correctivo que sirve para propagar la combustión a los puntos más distantes, a los cuales tarda aquélla en llegar.

CAPÍTULO XVII

LA CARBURACIÓN

XVII. 1. El sistema de alimentación

El sistema de alimentación comprende los órganos del motor destinados a preparar la mezcla aire-combustible en la justa proporción y a llevarla a cada uno de los cilindros.

El carburador es el órgano esencial del sistema. El sistema está formado por uno o más depósitos, una o más bombas para el desplazamiento del combustible, uno o más filtros y por las tuberías correspondientes (véase fig. 215).

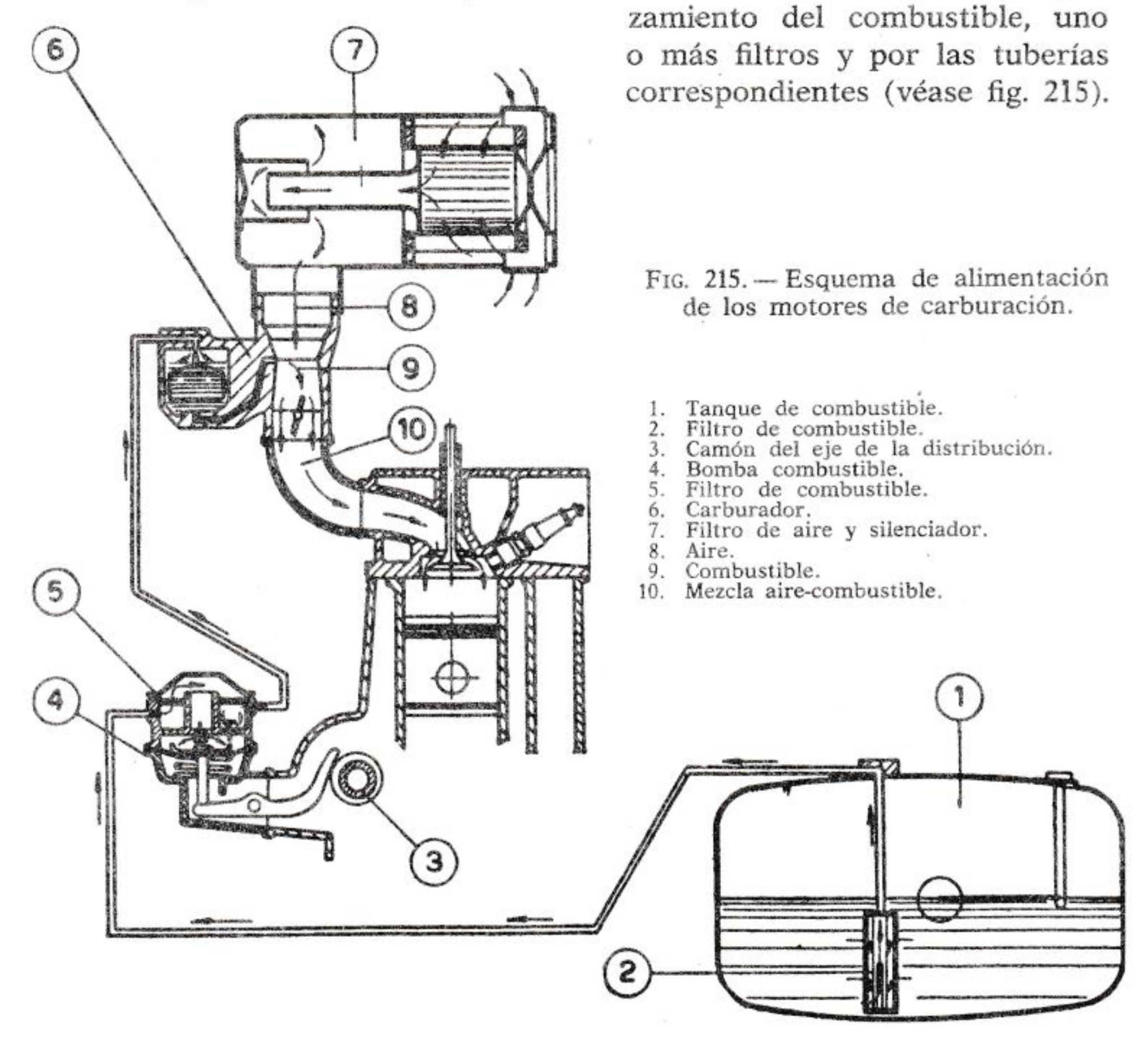


FIG. 215. — Esquema de alimentación de los motores de carburación.

1. Tanque de combustible.
2. Filtro de combustible.
3. Camón del eje de la distribución.
4. Bomba combustible.
5. Filtro de combustible.
6. Carburador.
7. Filtro de aire y silenciador.
8. Aire.
9. Combustible.
10. Mezcla aire-combustible.

El aire atraviesa el carburador impulsado por los pistones durante la fase de aspiración. En los motores de automóvil, el aire se depura por medio de filtros antes de llegar al carburador. La mayor parte de los carburadores están dispuestos de forma que puedan utilizar sólo la gasolina como combustible, pero existen algunos tipos de fabricación especialmente aptos para usar otros combustibles líquidos, como alcoholes y petróleos.

Los **filtros para el aire** más empleados en la actualidad son los de elemento de tejido o papel especial (fig. 216), o bien de baño de aceite (fig. 217).

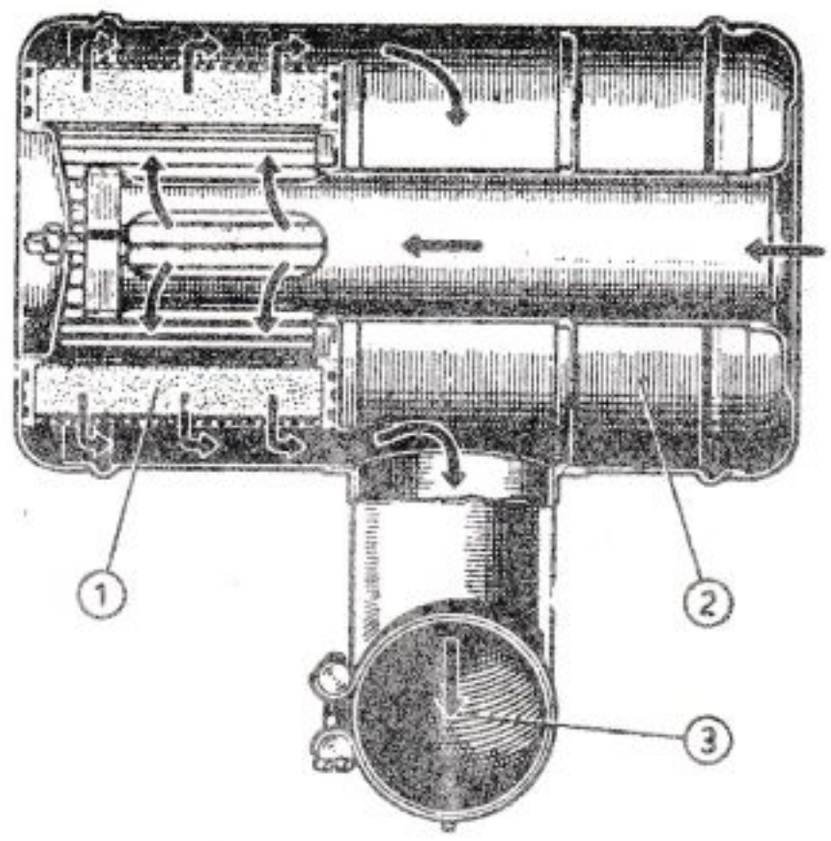


FIG. 216. Filtro de aire con silencioso

1. Masa filtrante. — 2. Cámara del silencioso. — 3 3. Unión con el carburador.

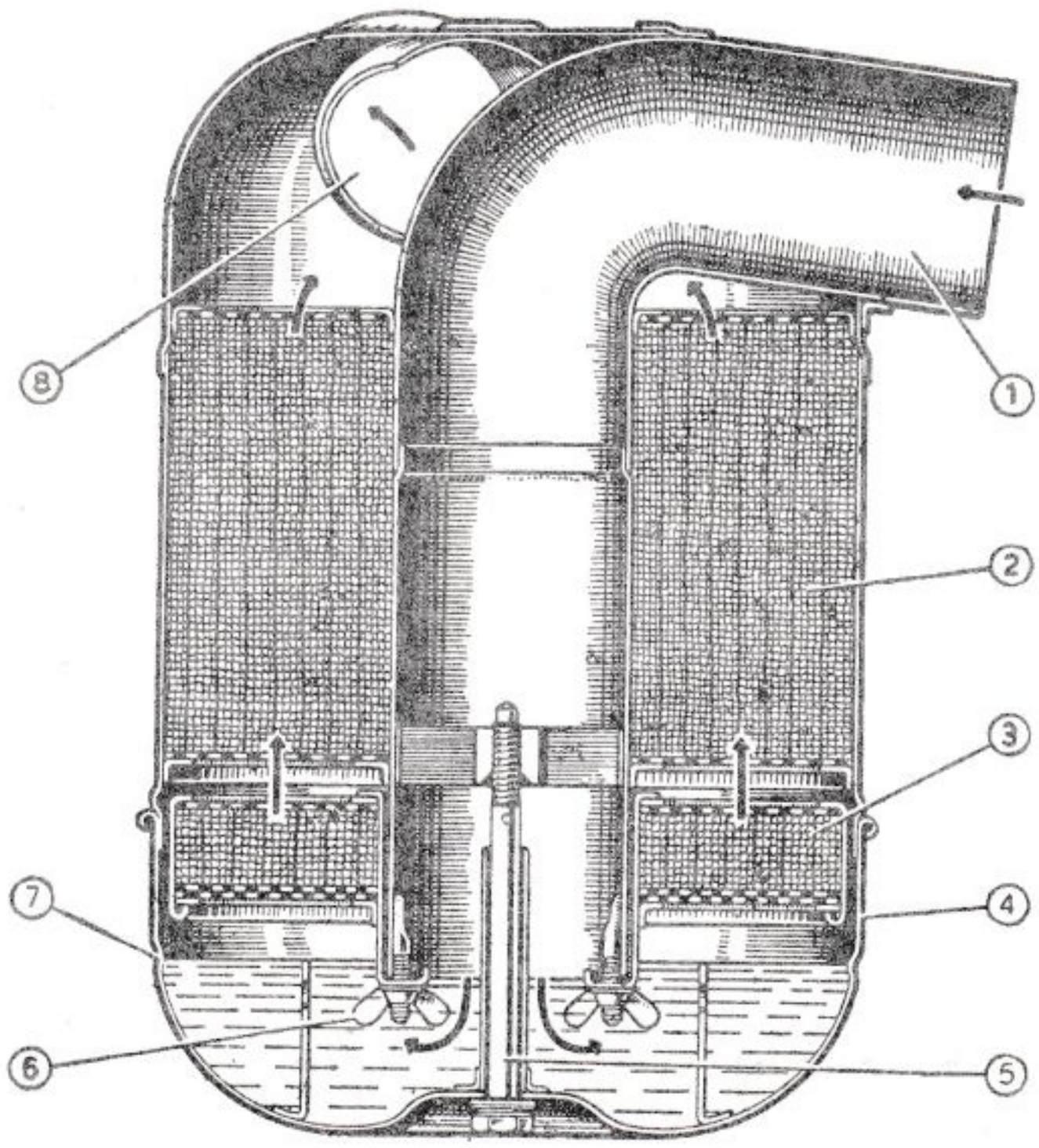


FIG. 217. — Filtro de aire con baño de aceite.

1, Entrada del aire. — 2, Elemento filtrante superior fijo. — 3, Elemento filtrante inferior reemplazante. — 4, Cubeta de aceite. — 5, Tornillo para unión de las partes del filtro. — 6, Palometas para sujección del elemento filtrante inferior. — 7, Nivel de aceite. — 8, Salida del aire filtrado.

Los requisitos esenciales de un filtro para aire son:

1) Elevada eficiencia filtrante, es decir, capacidad para retener un gran porcentaje de impurezas. Con los filtros de papel o de baño de aceite se puede alcanzar una eficiencia del 98-99 %.

2) Buen poder acumulador, es decir, posibilidad de funcionar durante largos períodos de tiempo sin necesidad de limpieza ni cambio de los elementos filtrantes.

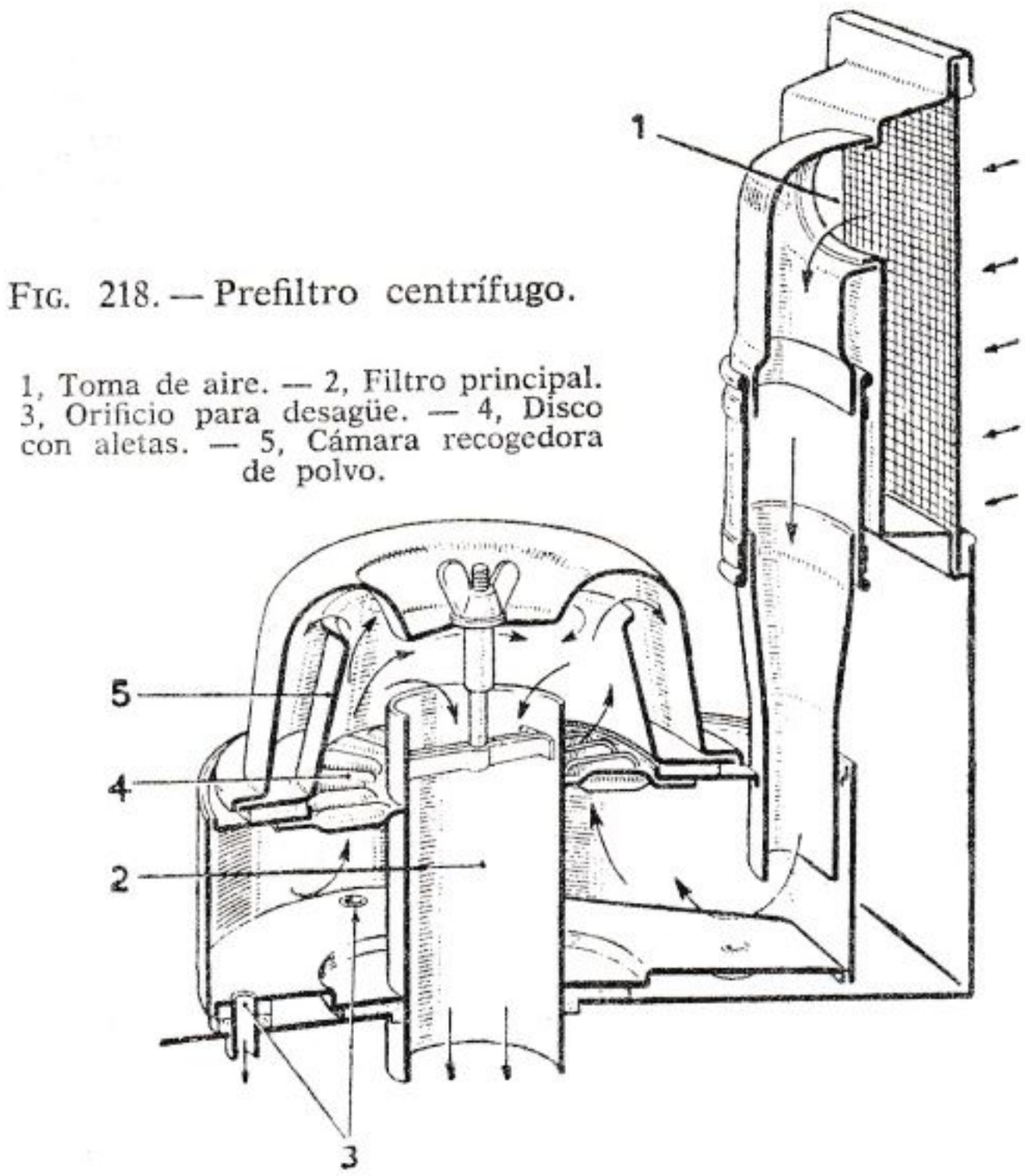


FIG. 218. — Prefiltro centrífugo.

1, Toma de aire. — 2, Filtro principal. 3, Orificio para desagüe. — 4, Disco con aletas. — 5, Cámara recogedora de polvo.

3) Baja pérdida de carga: normalmente, 150-200 mm de agua.

Para los motores de automóvil, el filtro de aire está, por lo regular, unido a un silencioso que sirve para reducir o eliminar el ruido producido por el aire que entra en el motor. El carácter pulsante del flujo de aire producido por la sucesión en las aspiraciones es la causa del llamado *zumbido de la aspiración*. El silencioso consiste en una o más cámaras de resonancia de adecuadas dimensiones.

En los coches deportivos y de carreras se usa algunas veces la llamada *toma de aire dinámica*, constituida por un tubo conductor convergente, con la boca orientada hacia la parte anterior del vehículo. Aprovechando la presión que a las altas velocidades se origina en los conductos, es posible obtener una cierta alimentación forzada del motor.

Para llevar el combustible desde el tanque al motor se emplean bombas de varios tipos. Para los motores automovilísticos se usan espe-

cialmente bombas de membrana, por razón de su simplicidad y poco coste (fig. 219). Cuando es posible colocar el tanque más alto que el carburador se puede prescindir de la bomba.

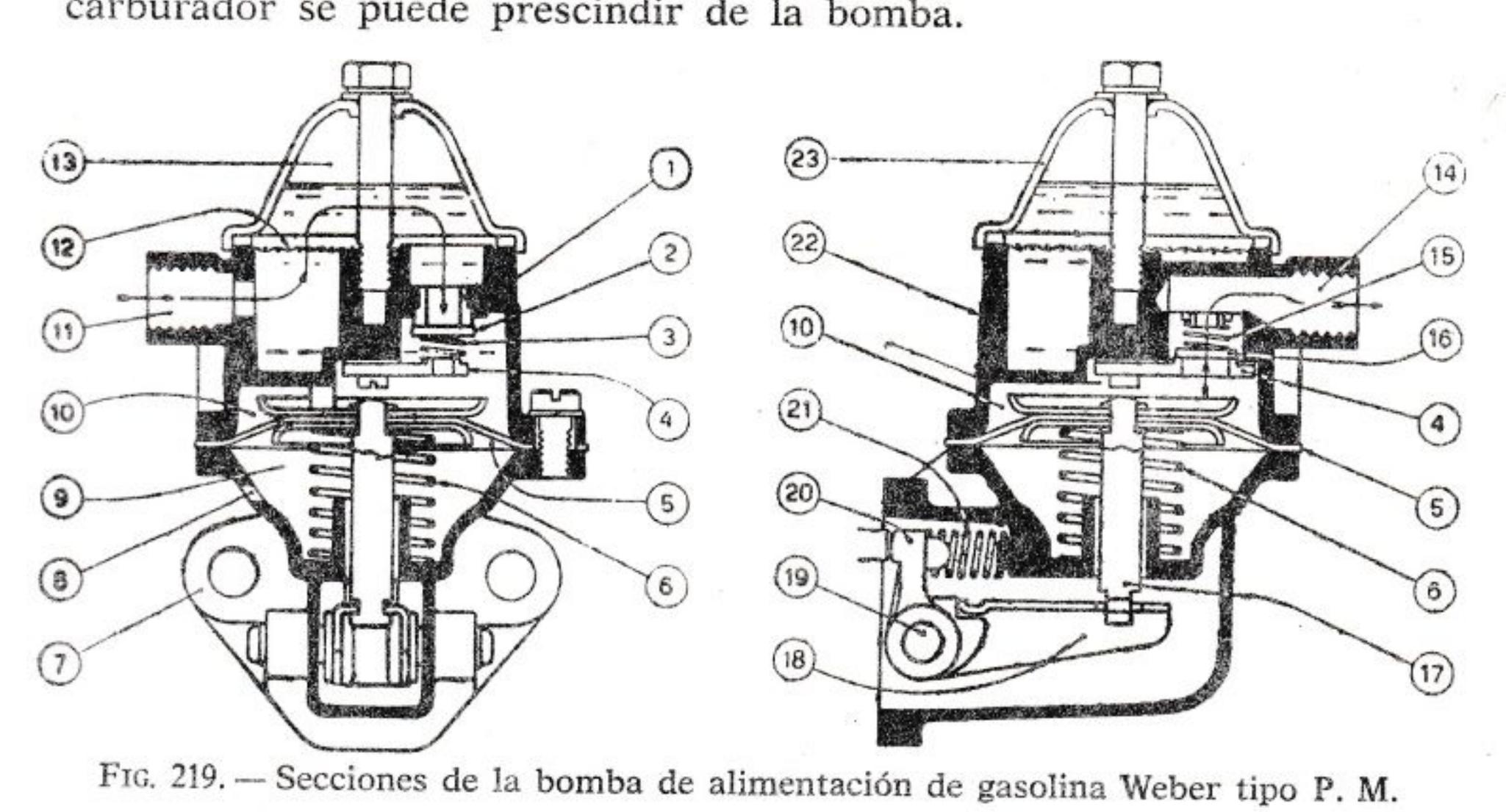


FIG. 219. — Secciones de la bomba de alimentación de gasolina Weber tipo P. M.

1, Asiento de la válvula de aspiración. — 2, Plato de la válvula de aspiración. — 3, Muelle de la válvula de aspiración. — 4, Plancha de retención de la válvula de aspiración y descarga. — 5, Membrana. — 6, Muelle de la membrana. — 7, Brida de unión. — 8, Atmosférico. — 9, Espacio para la membrana. — 10, Cámara de aspiración. — 11, Conexión entrada del carburante. — 12, Rejilla filtrante. — 13, Cámara de compensación. — 14, Conexión de salida de carburante. — 15, Muelle de la válvula de descarga. — 16, Plato de la válvula de descarga. — 17, Vástago. — 18, Leva del vástago. — 19, Eje de la leva. — 20, Leva del accionamiento de la bomba. — 21, Muelle de retorno bomba. — 22, Cuerpo superior de la bomba. — 23 Capacete.

La **bomba de membrana** puede ser de membrana de tejido especial o de membrana metálica, con **mando mecánico** accionado generalmente por el eje de camones, o bien con **mando eléctrico** (tipo Auto-Flux o Autopulse) obtenido por medio de un electroimán. La figura 219 ilustra una bomba de accionamiento mecánico de Weber.

Las **bombas de paletas** se emplean especialmente en aviación.

Para eliminar las partículas extrañas que podrían encontrarse en la gasolina o en el circuito y ser la causa de obturación de los exiguos orificios del carburador, suelen montarse pequeños filtros. En los automóviles se usan a menudo **fil-**

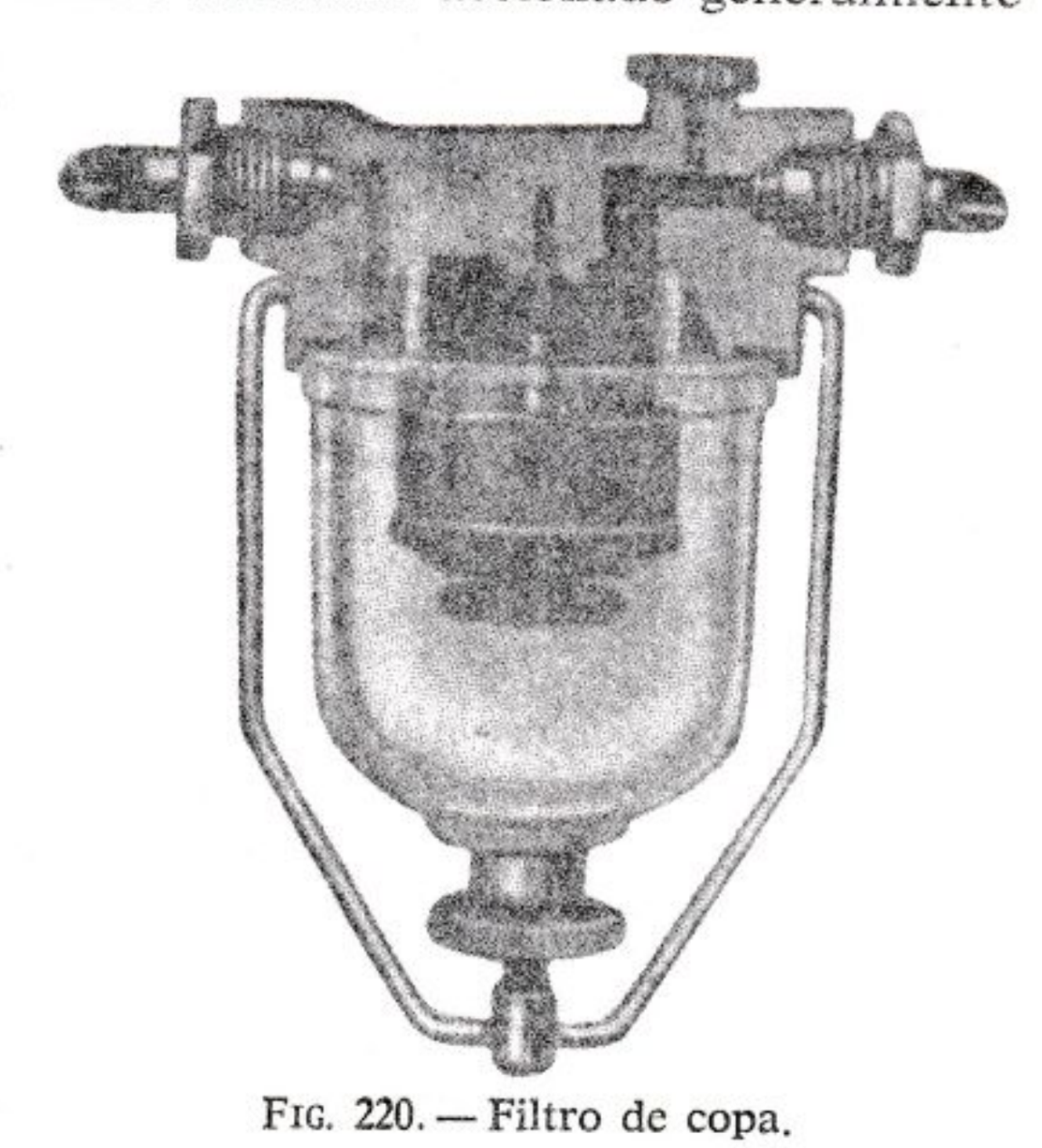


FIG. 220. — Filtro de copa.

tros de copa (fig. 220), los cuales contienen por lo general una redecilla o un paquete de láminas de latón. A través de la copa de cristal se puede ver el depósito que se forma en el fondo por sedimentación y el grado de obstrucción de la redecilla.

Si el tanque está bien limpio y la gasolina bien filtrada, son suficientes pequeñas redecillas a la entrada de la bomba o del carburador.

XVII. 2. Principios de funcionamiento del carburador

El carburador ha de cumplir las siguientes funciones:

1.ª Dosificar el combustible para obtener la relación de mezcla (relación en peso combustible/aire) que satisface las condiciones de funcionamiento del motor.

2.ª Pulverizar el combustible y mezclarlo homogéneamente con el aire.

En el capítulo VI de la primera parte hemos visto cuáles son los requerimientos del motor referentes a la relación de mezcla en los diversos regímenes. El carburador ha de satisfacer con la mayor aproximación estos requerimientos, por lo que resulta mucho más complicado de lo que sería si tuviese que suministrar simplemente una relación de mezcla constante para toda la gama de regímenes del motor.

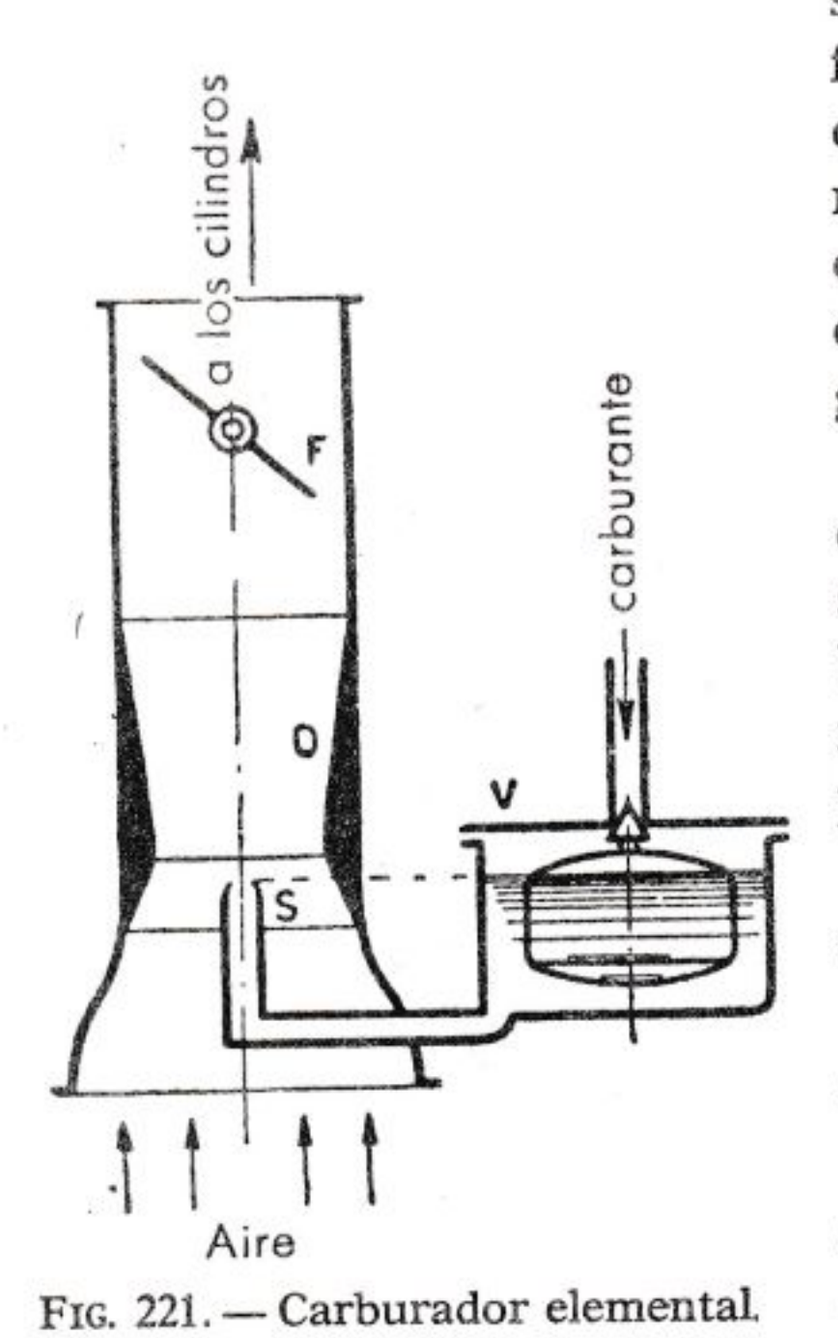


FIG. 221. — Carburador elemental.

Para la explicación del funcionamiento de un carburador comenzaremos por presentarlo en la forma más elemental posible, refiriéndonos al esquema de la figura 221. Lo constituyen las siguientes partes:

a) *Una cuba V,* donde el carburante es mantenido a un nivel constante.

b) *Un difusor D,* en forma de tubo de Venturi.

c) *Un surtidor S,* del cual fluye el carburante atraído por la depresión que se origina en la sección más estrecha del Venturi.

d) *Una válvula F* (generalmente *de mariposa*), situada después del surtidor, que sirve de órgano regulador de la cantidad de mezcla que se introduce en el cilindro.

La **cuba de nivel constante** sirve para mantener el nivel de combustible a la altura del surtidor. Ello se obtiene mediante un flotador cons-

truido de lámina muy delgada de latón, o de corcho barnizado, o bien de plástico, que actúa, directamente o mediante una leva, sobre una válvula cónica: la válvula se abre en cuanto el nivel desciende y permite la entrada del carburante.

Este sistema tiene la ventaja de ser muy simple y sólo raras veces origina irregularidades en su funcionamiento por defectos de estanqueidad en la válvula o por la sensibilidad del flotador a las acciones dinámicas. En los autovehículos, la forma y posición del flotador en el carburador y del surtidor respecto al flotador se eligen de manera que el nivel se mantenga también correcto en las curvas y las pendientes.

El peso del flotador para un carburador dado depende, como es natural del peso específico del combustible usado.

El **difusor** sirve para producir, en reciprocidad con el surtidor, la depresión necesaria a la aspiración del carburante.

El diámetro de la sección más estrecha del Venturi se elige de modo que, a bajo número de revoluciones, la velocidad del aire sea todavía suficiente para succionar carburante del surtidor, y a elevado número de revoluciones no sea excesivamente intensa, a fin de no disminuir en demasía el rendimiento volumétrico y, por tanto, la potencia. El límite máximo de la velocidad media del aire (para una corriente uniforme en la aspiración) resulta en los motores de 4 y 6 cilindros sobre unos 120 m/seg.

Dispositivos especiales para incrementar el grado de pulverización (rejillas muy finas, pantallas o hélices accionadas por el aire aspirado, etc.) son en general inútiles y dañosas porque aumentan la resistencia al paso del aire reduciendo, por consiguiente, el rendimiento volumétrico del motor.

El caudal del **surtidor** *está determinado por el diámetro del calibre.* Éste se halla constituido generalmente por una pequeña pieza desmontable, provista de un orificio calibrado y colocada en el conducto que lleva el combustible al surtidor. El diámetro del orificio es una de las dimensiones características del carburador y viene expresado en centésimas de mm (80/100, 125/100, etc.). Variando el diámetro del calibre, se puede enriquecer o empobrecer la mezcla y modificar, dentro de ciertos límites, el trabajo y el consumo del motor, o bien permitir el funcionamiento con carburante de distinto peso específico y poder calorífico del normal (etanol, benzol, etc.).

La forma y la exactitud de ejecución del calibre son de gran impotencia porque influyen sobre el coeficiente de salida. Es una buena norma que el calibre sea corto con terminales cónicos de cantos vivos y que el orificio esté cuidadosamente calibrado; además, ha de ser fácil de desmontar para la limpieza del mismo.

La **válvula** para la regulación del caudal de la mezcla es del tipo de **mariposa** en la gran mayoría de los casos; en algunos tipos de carburador es de corredera, de forma cilíndrica o de cuña. La forma de la

válvula puede tener cierta importancia para la regularidad de funcionamiento del motor durante las variaciones de régimen.

Un carburador elemental como el descrito no puede satisfacer los requerimientos del motor, pues adolecería de los siguientes defectos:

1.° La relación de mezcla estaría influida por el número de revoluciones, por la temperatura y por los cambios de la presión atmosférica.

2.° Resultaría difícil el arranque en frío.

3.° Sería dificultosa la marcha al mínimo.

4.° Sería imposible una aceleración pronta y enérgica.

5.° No sería posible variar las condiciones de marcha para hacerlo más económico.

Se ha señalado ya la sensibilidad del carburador a las acciones dinámicas; a su tiempo añadiremos algunas observaciones para el caso particular de los motores de aviación.

XVII. 3. Cómo se regula la relación de la mezcla

El caudal Q y la velocidad de flujo W están ligados a la diferencia de presión (es decir, a la carga H) y al peso específico γ de la relación

$$Q = \beta\ S\ W = \beta\ S \sqrt{\frac{2\ g\ H}{\gamma}}$$

donde β es el coeficiente de reducción del caudal y S la sección de flujo. La relación es válida tanto para el aire como para el combustible.

Para el aire, el coeficiente β es prácticamente constante al variar la diferencia de presión H. Para el carburante, β es función creciente de H a causa de los complejos fenómenos originados de la superposición del movimiento laminar con el movimiento turbulento en el calibre, que puede ser considerado un tubo capilar de escasísima longitud. Las variaciones del coeficiente β en función de H dependen de la longitud, del diámetro y de la forma de la extremidad del difusor.

Por tanto, si se regula el carburador para la justa relación de mezcla al máximo número de revoluciones, la mezcla resulta excesivamente pobre en los bajos regímenes; por el contrario, si se adopta una relación aire-combustible apta para los bajos regímenes, la mezcla es demasiado rica para el máximo número de revoluciones.

Para remediar este inconveniente se han ideado diversos dispositivos, en razón a los cuales se distinguen tres tipos característicos de carburadores de calibre.

1) **Carburadores de calibre compensador (Zenith).** En la figura 222 está ilustrado el funcionamiento de este carburador: la acción del calibre principal P, regulado para la dosificación adecuada para el máximo

número de revoluciones, es corregida por medio de un calibre secundario o compensador *C*, que enriquece la mezcla en los bajos regímenes.

El calibre compensador *C* derrama en el poceto acumulador *R*, abierto a la atmósfera y en comunicación con el conducto del carburador mediante un surtidor subsidiario puesto en paralelo con el surtidor principal.

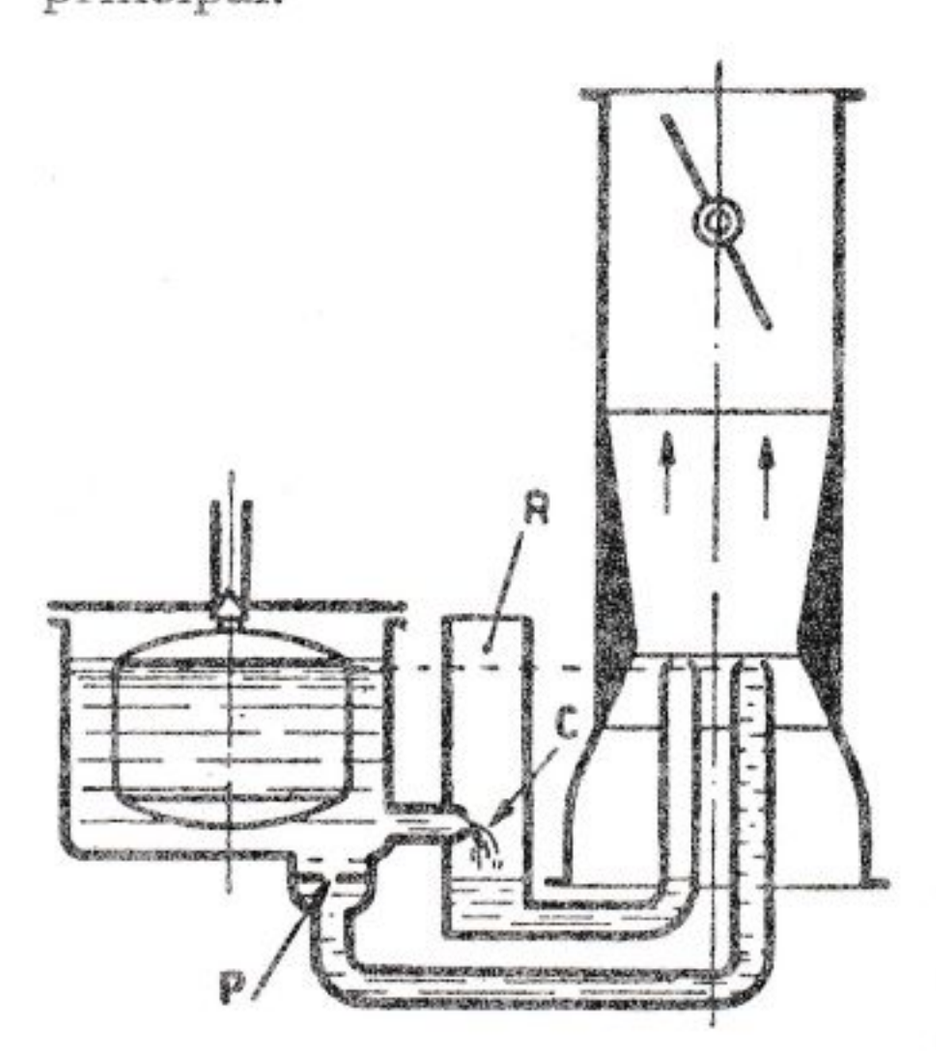


FIG. 222. — Carburador con surtidor compensador (Zenith).

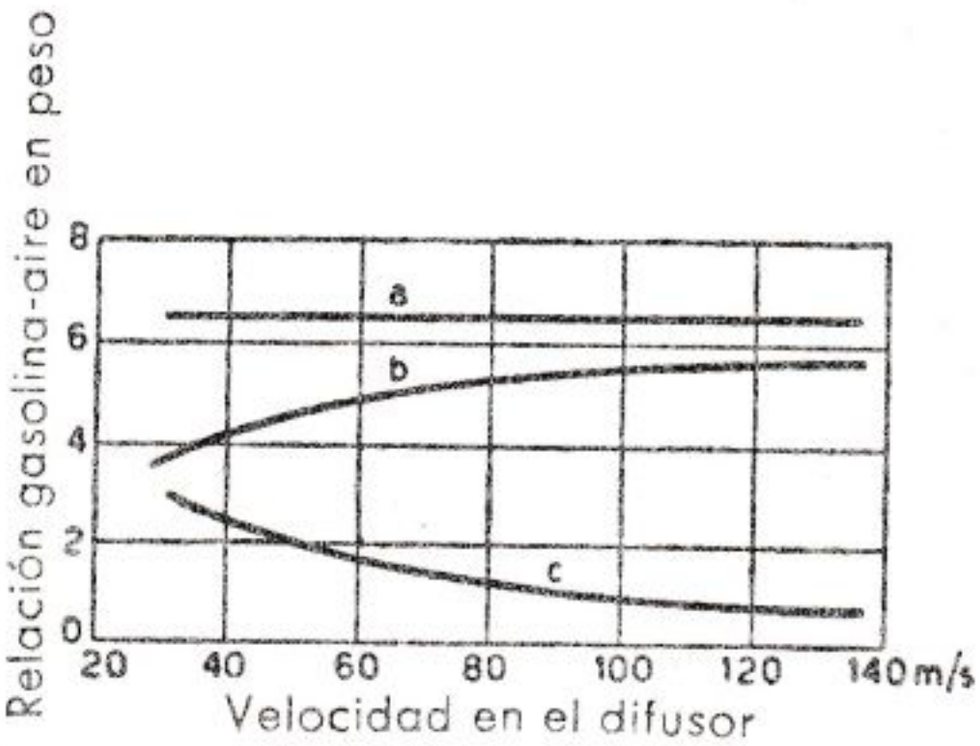


FIG. 223. — Dosificación del carburador con surtidor compensador.

El calibre compensador *C* no acusa los efectos de la depresión existente en el difusor y suministra un caudal que depende tan sólo del nivel del carburante y, por tanto, es constante cualquiera que sea el régimen del motor.

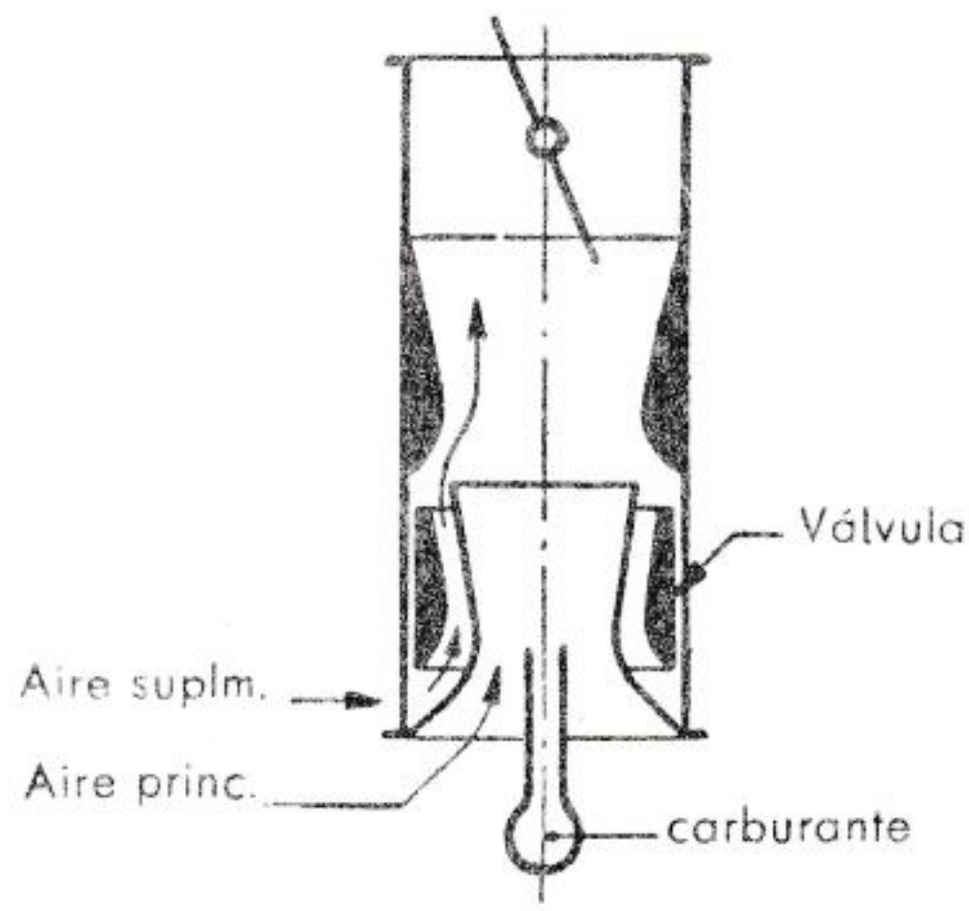


FIG. 224. — Carburador de aire suplementario (Krebs-Pallas).

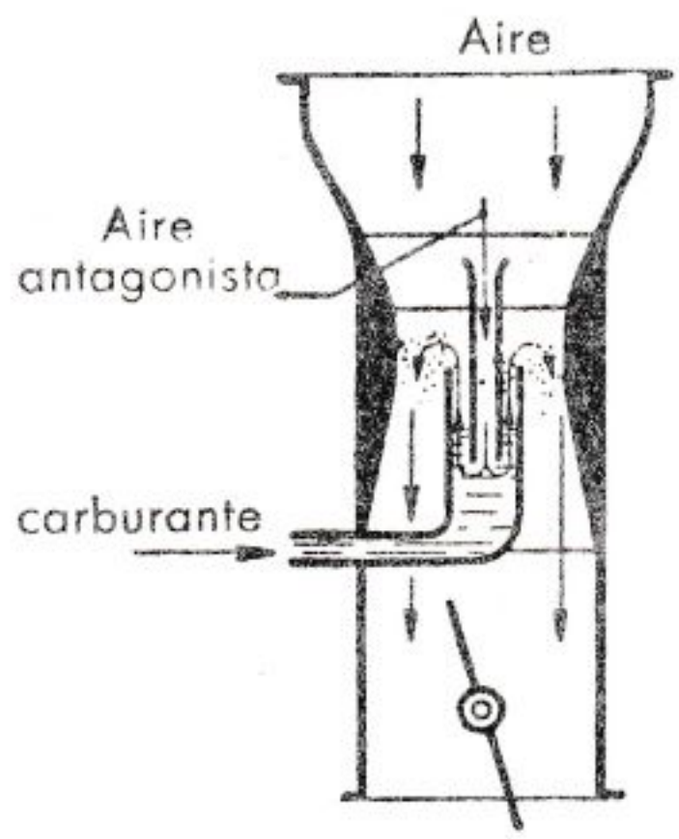


FIG. 225. — Carburador de aire antagonista (Solex).

En la figura 223, la curva *b* representa la ley de variación de la relación aire-combustible (expresada en %) producida por el calibre principal; la *c* la originada por el compensador, y la *a* la correspondiente a la relación resultante.

2) **Caburadores de aire suplementario (Krebs-Pallas).** La mezcla, dosificada para los bajos regímenes, es empobrecida para los altos regímenes mediante el aire aspirado a través de unos conductos colocados por debajo del difusor y accionados automáticamente por la depresión producida por la aspiración (Krebs). El sistema en sí no logró evitar ciertos inconvenientes derivados del movimiento de algunos órganos (muelles, válvulas, etc.); pero ha sido perfeccionado últimamente con la solución Pallas, la cual consiste en añadirle un *calibre de aire corrector,* además del calibre principal de carburante (fig. 224).

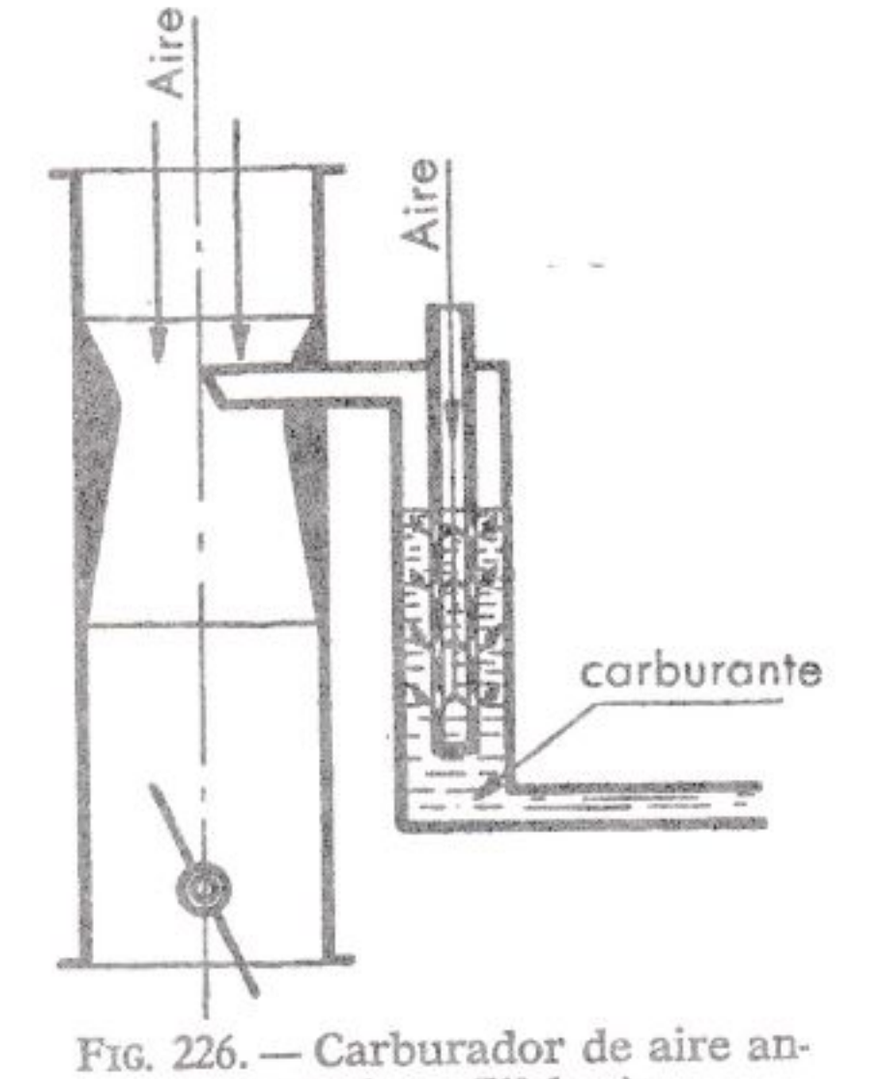


FIG. 226. — Carburador de aire antagonista (Weber).

3) **Carburador de aire antagonista (Solex-Weber).** La mezcla, también en este caso dosificada para los bajos regímenes, es empobrecida en los altos mediante aire que, requerido por la misma depresión, actúa *antagónicamente al combustible* (figs. 225 y 226). Este aire, con un dispositivo especial, puede ser finamente subdividido para formar con el carburante una emulsión que mejora la formación de la mezcla. El dispositivo llamado *emulsionador,* utilizado alguna vez en los carburadores para autovehículos, está generalizado en los de aviación.

La inconstancia de la mezcla al variar la temperatura y la presión atañe esencialmente a las aplicaciones aeronáuticas, tema del que trataremos seguidamente.

XVII. 4. Arranque en frío y marcha al mínimo

Durante el **arranque** el carburador tiene que suministrar una mezcla muy rica para contrarrestar las condensaciones que con facilidad se forman sobre las paredes frías de los conductos y del cilindro.

Un sistema bastante empleado es el de *válvula suplementaria para el arranque,* la cual va colocada antes del surtidor; por medio de ella, estrangulando el conducto de aire, se somete el surtidor a una intensa depresión que hace salir un abundante chorro de carburante.

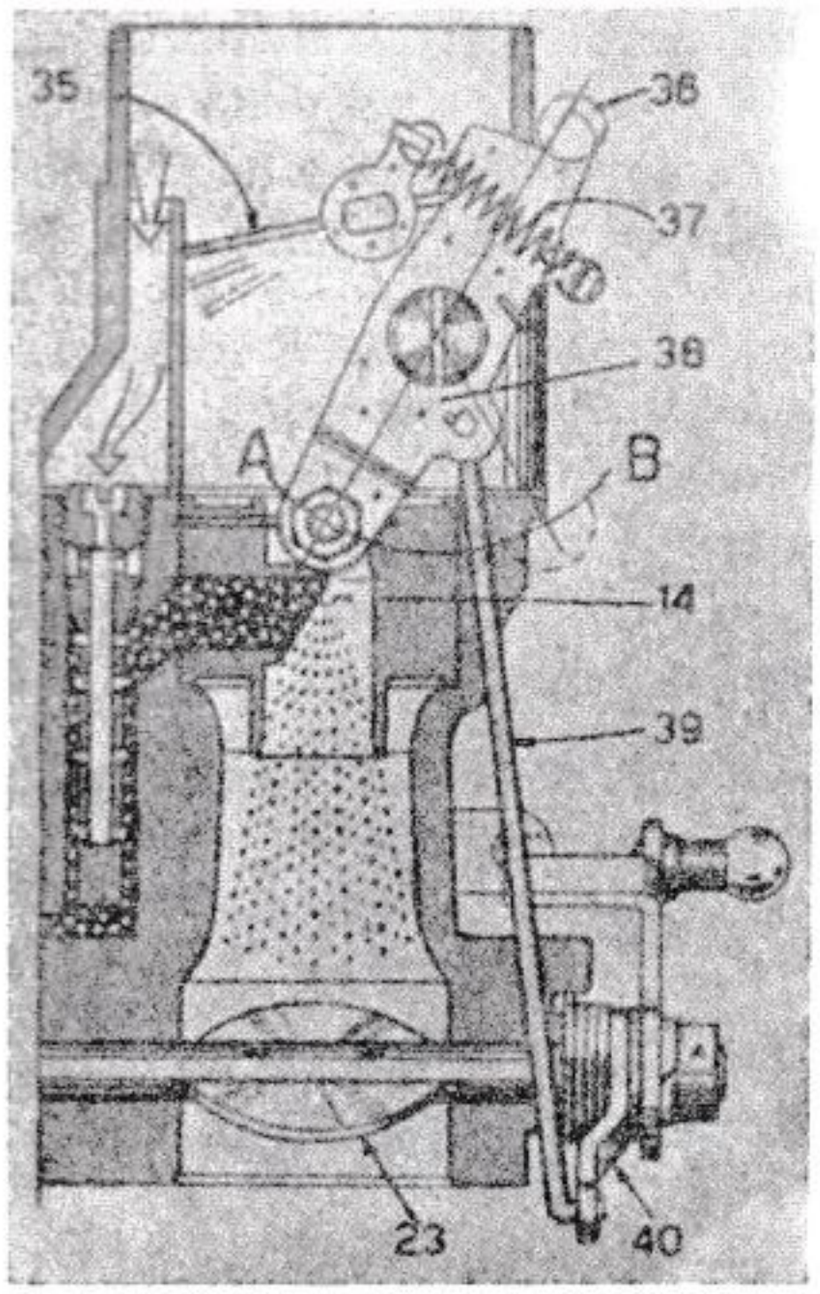


FIG. 227. — Carburador Weber tipo 28-ICP para automóvil Fiat 600 D y 850. Descripción del dispositivo de arranque.

Con la palanca (38) en posición «A» la mariposa (35) obstruye la toma de aire; mientras actúa el tirante (39) y la palanca (40), la mariposa (23) se abre parcialmente.
El tubo pulverizador (14) eroga, por lo tanto, una mezcla rica que permite el arranque rápido del motor. Con el motor en marcha, la depresión abre parcialmente la mariposa (35) en contra de la acción del muelle (37). La mezcla, todavía sensiblemente rica, permite la marcha regular del motor. Durante la fase de calentamiento del motor debe abrirse progresivamente la mariposa (35). A la temperatura de régimen es necesario eliminar completamente el dispositivo «posición B»; la mariposa (35) es mantenida completamente abierta por el apéndice (36), mientras la mariposa (23) se lleva a la posición de mínimo.
Arranque del motor. — Insertar completamente el dispositivo de arranque tirando del pomo a fondo carrera-posición «A».
Puesta en eficiencia del vehículo. — Durante el período de calentamiento del motor, con el vehículo en movimiento, desacoplar progresivamente el dispositivo.
Marcha normal del vehículo, dispositivo excluido. Posición «B» apenas el motor haya alcanzado la temperatura de régimen.

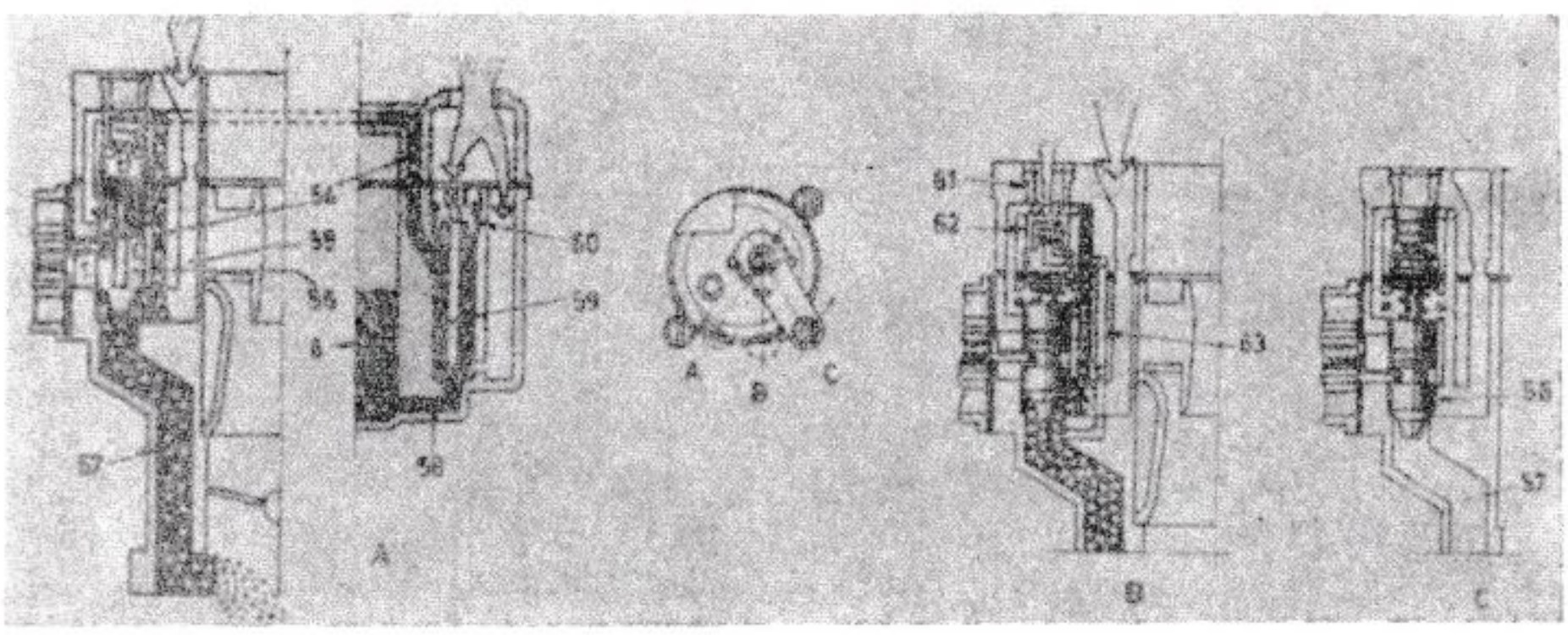


FIG. 228. — Carburador Weber tipo 34 DCHE para automóvil Fiat 125. Dispositivo de arranque.

El carburador del depósito (6) pasa al dispositivo de arranque a través del canal (58) y la chimenea de arranque (59). Emulsionado con el aire procedente de la toma de aire del carburador y graduado por la boquilla aire ralenti (60), alcanza al hueco del émobolo (56), a través del conducto (54), donde se mezcla con el aire procedente del conducto (55): la mezcla así formada es aspirada a través del conducto (57), permitiendo el arranque rápido del motor. Apenas el motor empieza a funcionar, aumenta repentinamente su régimen y en consecuencia aumenta la depresión después de las mariposas, que a través del conducto (63), provoca la apertura de la válvula (62); por el agujero de la boquilla (61) es aspirado el aire, que empobrece la mezcla del conducto (54) procedente del chorro de arranque (59).
Obtenido el arranque el dispositivo eroga una mezcla de título y en una cantidad tal que permite el funcionamiento regular del motor en frío. *Esquema «B».*
Calentando el motor, sin embargo, dicha mezcla resulta demasiado rica y en excesiva cantidad; por lo tanto es necesario excluir progresivamente el dispositivo de arranque al aumentar la temperatura del motor. Con el dispositivo de arranque desacoplado, el émbolo (56) cierra el conducto (57), impidiendo la demanda de mezcla.

Pero el sistema más difundido entre los carburadores europeos es el *arrancador* o *starter*, que consiste en una especie de pequeño carburador colocado en derivación, el cual se pone en condiciones de funcionar bajo la acción de la intensa depresión que se produce con la mariposa cerrada (figura 227).

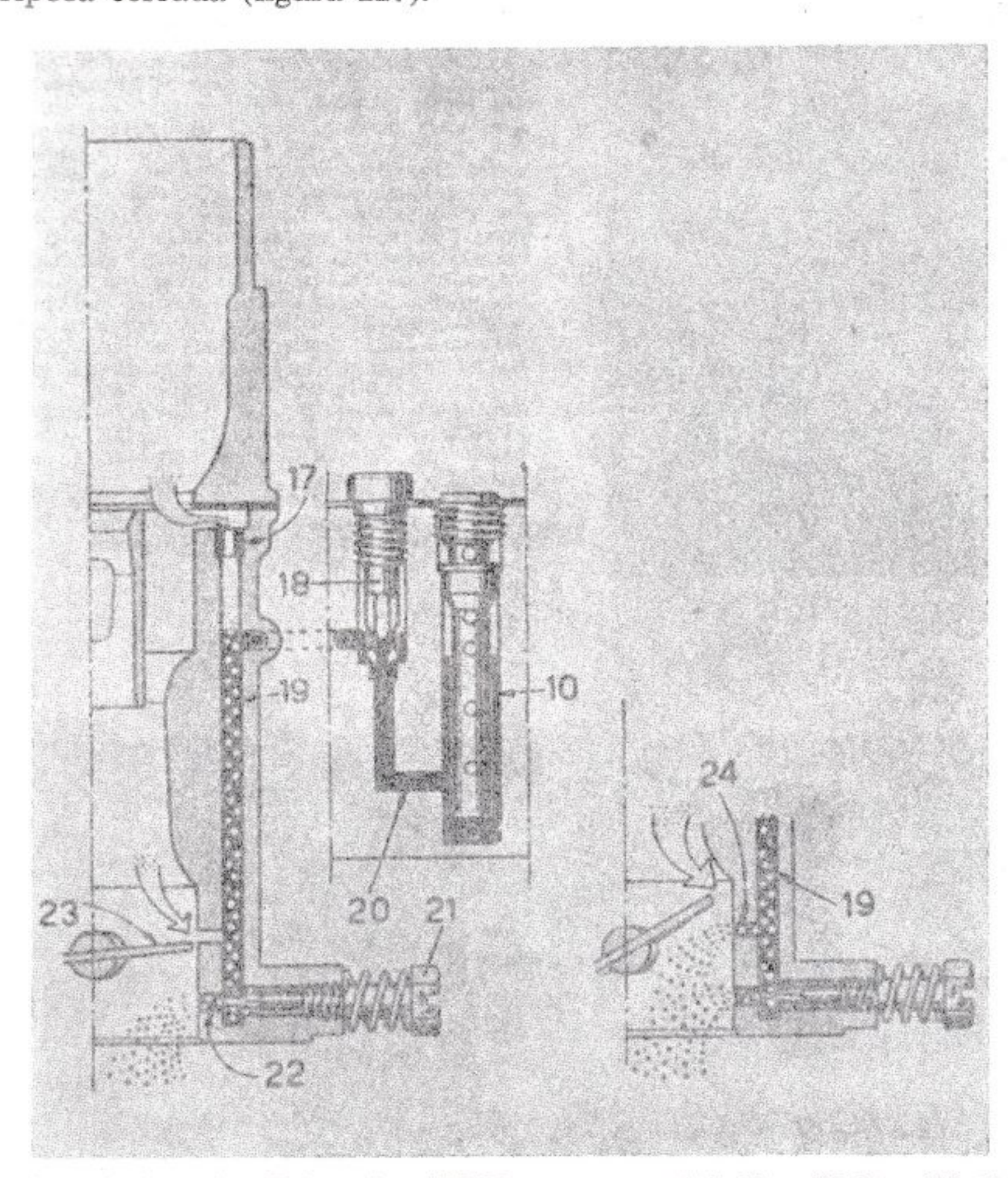


FIG. 229. — Carburador Weber tipo 28-ICP para automóvil Fiat 600 D y 850. Descripción del dispositivo de marcha al mínimo y progresión.

El carburante, a través del conducto (20), es llevado desde el recipiente (10) al chorro de mínima (18). Emulsionado con el aire procedente de la boquilla calibrada (17) mediante el conducto (19) y el agujero alimentación mínima (22), regulable mediante el tornillo (21), llega al conducto del carburador después de la mariposa (23). Mediante el conducto (19) la mezcla llega al conducto del carburador también a través del agujero de progresión (24).

Tanto el sistema de válvula suplementaria como el del arrancador pueden ponerse en condiciones de funcionamiento, en el instante del arranque, mediante un mando manual, o bien, automáticamente, por un resorte bimetálico sensible a las variaciones de temperatura del mo-

tor, a través del aire caliente del colector de descarga, o mediante el agua de refrigeración del motor.

También para la **marcha al mínimo** es necesario, como sabemos, que el carburador suministre una mezcla rica, porque el calibre principal da un escaso caudal y la velocidad del aire es excesivamente baja para poder arrastrar consigo el carburante. Tal inconveniente se remedia aprovechando el hecho de que, estando la válvula de mariposa casi completamente cerrada, hay encima de la misma una sensible depresión, la cual se utiliza para aspirar el carburante por un calibre a propósito *(calibre del mínimo)*, o bien por una derivación del calibre principal.

La regulación de la dosificación para el mínimo, además de la elección del diámetro del calibre adecuado, se hace mediante un tornillo de regulación de la mezcla que aspira el motor; la regulación del régimen de funcionamiento al mínimo se obtiene mediante otro tornillo que permite abrir ligeramente la mariposa del carburador.

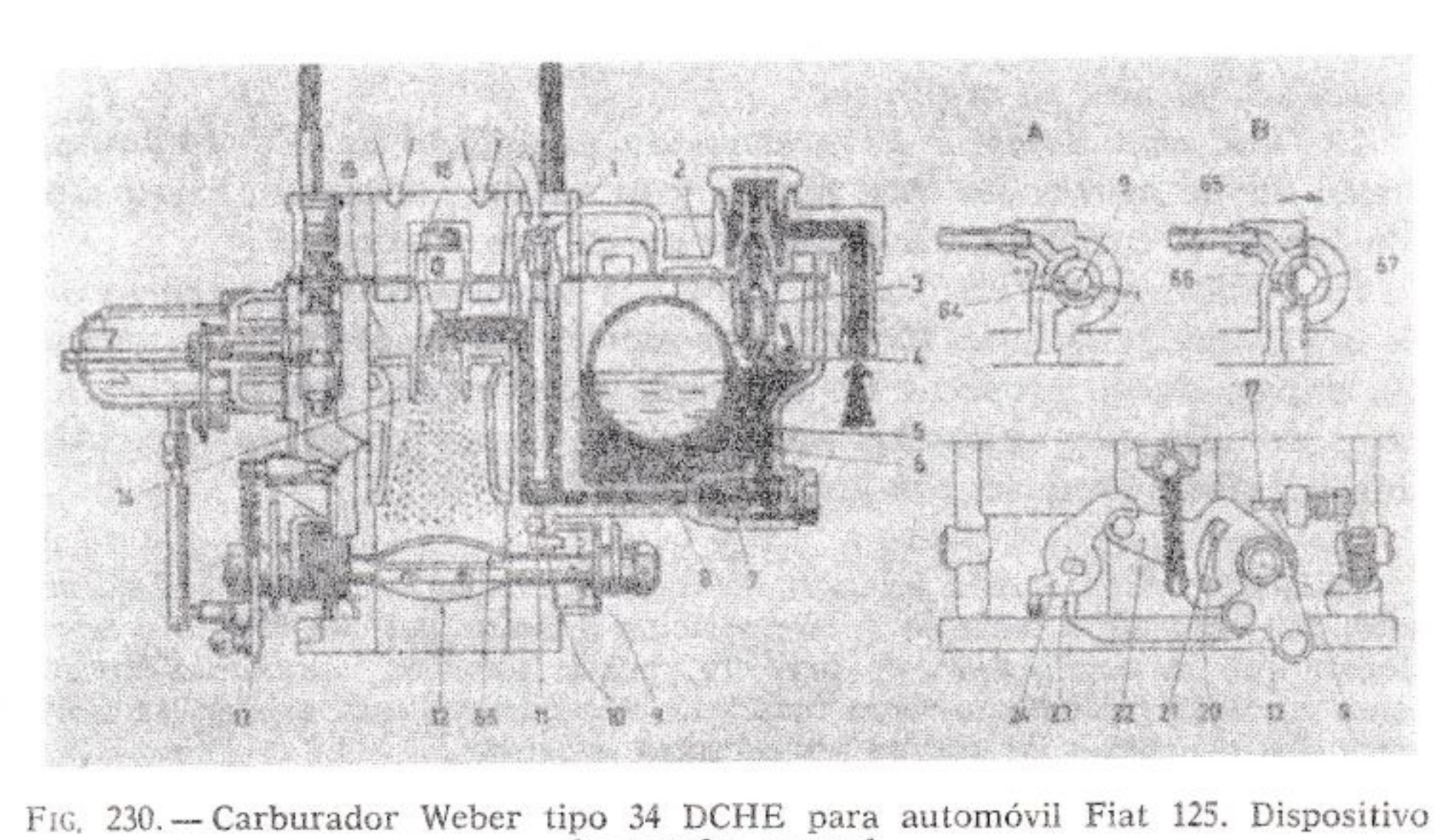


FIG. 230. — Carburador Weber tipo 34 DCHE para automóvil Fiat 125. Dispositivo de marcha normal.

El carburante, a través de la válvula de aguja (2), pasa al depósito (6), donde la boya (5) articulada en el perno (4) regula la abertura de la aguja (3) para mantener constante el nivel de líquido. Desde el depósito (6), a través de las boquillas principales (7), mediante los conductos (8), el carburante llega al pocillo (10). Mezclado con el aire que sale por los agujeros de los tubos emulsionadores (11) y procedente de las boquillas de aire de freno (1), a través de los tubos rociadores (16), llega a la zona de carburación constituida por los centradores (15) y por los difusores (14).

En la figura está ilustrado el dispositivo para la apertura diferenciada de las válvulas de mariposa. Actuando sobre la palanca mando mariposas (13), el apéndice (21) del sector (17), fijado sobre el eje (9), recorre primeramente la abertura (20) del sector (22): la mariposa primaria (12), fijada sobre el eje (9), se abre con el correspondiente ángulo mientras la mariposa secundaria, montada sobre el eje (23), permanece cerrada.

Seguidamente el apéndice (21), trasladando el sector (22) libera la palanca (24) montada fija sobre el eje (23); en estas condiciones la abertura de la mariposa secundaria es regulada por un dispositivo de membrana accionado mediante la depresión creada por el motor.

Está ilustrado, además, el dispositivo para la aspiración de los gases de la bancada del motor. —Esquemas A y B—. Este dispositivo está constituido por un obturador giratorio (67), movido por el eje primario porta-mariposas (9), que por medio de las ranuras (66) pone en comunicación el tubo (65), que conduce el gas a aspirar, con la zona de debajo de las mariposas. Aun con la mariposa en posición de mínima, se tiene una aspiración de gas regulada por el agujero calibrado (64).

XVII. 5. Dispositivos para la aceleración; economizadores

Incluso para la fase de aceleración con rápida abertura de la mariposa por medio del pedal o de la manigueta del acelerador, es necesario un suministro suplementario de carburante. En efecto, durante esta maniobra se produce en los conductos de aspiración un brusco aumento de depresión (aproximadamente de 0,3 a 0,9 kg/cm^2) que obstaculiza la evaporación; además, dada la baja velocidad inicial del aire y la resistencia derivada de la inercia del carburante, el aumento de caudal que se exige al calibre principal sobreviene con cierto retraso.

Sin un adecuado enriquecimiento de la mezcla, el motor alcanzará muy lentamente el régimen deseado o tenderá a pararse. Se remedia este contratiempo de dos modos:

1.° *Almacenando el combustible* en el canal del calibre principal o en el surtidor principal (Solex-Pallas), o en el poceto del calibre compensador (Zenith), de modo que pueda fluir fácilmente al aumentar la velocidad del aire en el difusor.

2.° Con una *bombita de aceleración* englobada en el carburador. Puede ser de membrana o de pistón, y su acción consiste en hacer salir con fuerza el carburante a través de un calibre particular.

La bomba de aceleración es accionada simultáneamente por medio de la válvula, pero actúa tan sólo por movimiento rápidos de la misma. Su empleo puede provocar un consumo excesivo de carburante en los casos de súbitas y reiteradas aceleraciones, como ocurre en la circulación o tránsito rodado por las grandes urbes.

Ya hemos visto que la relación de mezcla teórica, es decir, la determinada teóricamente a base de la composición química del carburante y suponiendo que la combustión es perfecta, puede tomarse, aproximadamente, como un 1/15 (relación estequiométrica). Recordamos que existen también otras dos relaciones de mezcla importantes, a saber:

La de máxima potencia: alrededor de 1/13,5, más rica que la teórica.
La de marcha económica: aproximadamente 1/16,5, más pobre que la teórica.

La regulación del carburador se efectúa normalmente para la dosificación de máxima potencia, al objeto de tener un trabajo más brillante, pero en muchos casos es necesario poder hacerla más económica. Los dispositivos usados con esta finalidad, llamados *economizadores,* pueden aprovechar el principio del *aire suplementario,* o bien están constituidos por *parcializadores de la sección del calibre* (mediante puntos cónicos) o llevan a cabo una disminución de la depresión que actúa sobre el calibre principal. Los economizadores son generalmente accionados a mano.

XVII. 6. Diversos tipos de carburadores; dimensiones

Los carburadores de calibre, además de los criterios constructivos con que se obtiene la constancia de la dosificación, pueden distinguirse según la dirección del flujo de la mezcla aspirada; de acuerdo con este criterio, ofrecemos la siguiente clasificación, muy seguida en la práctica (fig. 231):

a) *Carburadores horizontales:* flujo de mezcla horizontal.

b) *Carburadores verticales:* flujo de mezcla dirigido de abajo arriba.

c) *Carburadores invertidos:* flujo de mezcla dirigido de arriba abajo.

La elección entre estos tipos está en general inspirada por las condiciones relativas al espacio y a un fácil acceso. Los carburadores invertidos están también muy difundidos en el campo automovilístico, porque el paso del aire y del combustible es favorecido por la gravedad.

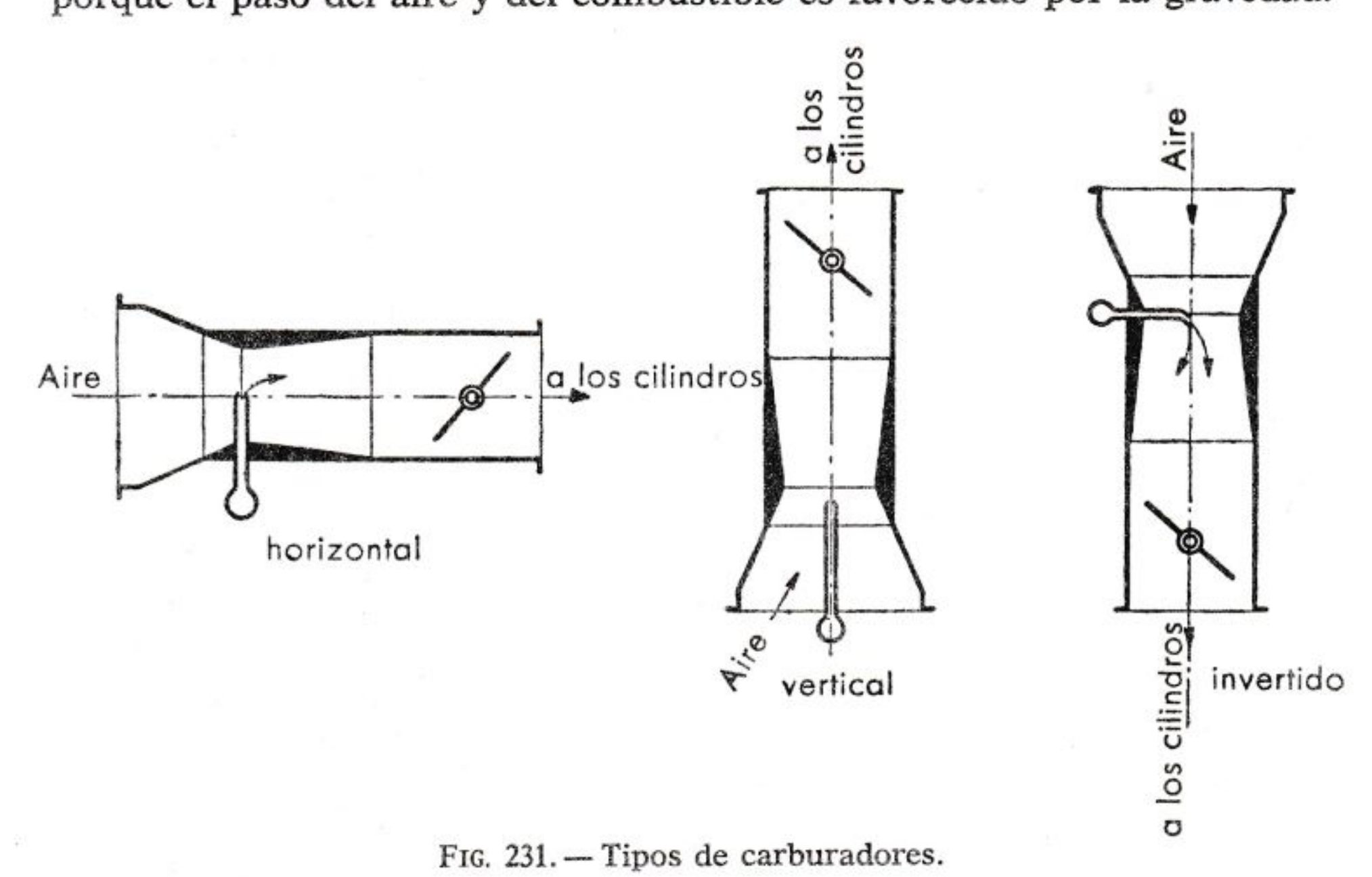


FIG. 231. — Tipos de carburadores.

Cuando es necesario disminuir la altura del capó del vehículo se recurre a carburadores horizontales. El carburador vertical se usa hoy en día casi exclusivamente en los motores marinos.

Los carburadores pueden ser *de un solo cuerpo* o *de varios cuerpos*. Los carburadores con varios cuerpos se aplican en general a conductos de aspiración diseñados a propósito para alimentar con uno solo de los difusores respectivos uno, o dos, o, a lo sumo, tres cilindros.

Los carburadores con varios cuerpos aseguran un mayor rendimiento volumétrico y una alimentación más regular y homogénea, por cuanto cada cilindro o grupo de cilindros es alimentado independientemente

de los otros, sin ser disturbado ni perturbar a los otros cilindros durante la fase de relleno.

Hay un tipo particular de carburador: *el de difusores múltiples*. Este modelo difiere de los carburadores normales por la presencia de dos o tres tubos Venturi montados en serie, de modo que la sección terminal del más pequeño coincida con la sección mínima del más grande.

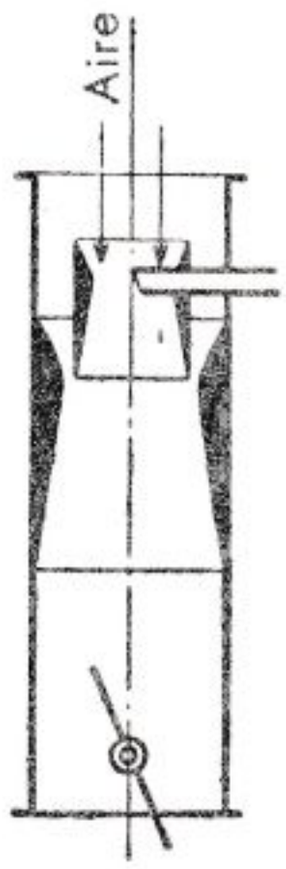


FIG. 232. — Carburador de doble difusor.

El surtidor se pone en correspondencia de la sección mínima del difusor pequeño (fig. 232). Las ventajas de este tipo de carburador son las siguientes:

1.ª Mayor velocidad del aire y, por consiguiente, mayor depresión en la parte del surtidor. Esta ventaja es particularmente notable y sensible en las bajas velocidades y en la aceleración.

2.ª Por la presencia de un casquillo anular de aire que se forma entre los difusores, las partículas líquidas del carburante no se ponen en contacto con las paredes del cuerpo en el trecho más frío y, por tanto, no se depositan.

3.ª Mayor homogeneidad de la mezcla y, en consecuencia, mejor distribución de ella en los cilindros.

Un carburador se caracteriza por el diámetro interno de la brida de unión con el motor. La unificación alemana comprende los siguientes diámetros:

22-26-30-35-40-45-50-60 (mm).

Los valores usados normalmente en Italia son los siguientes:

22-26-30-36-42.

Para un cálculo aproximado de estas dimensiones puede servir la fórmula

$$D = 0{,}4 \sqrt{\frac{V n}{K}} \quad \text{en milímetros,}$$

en la cual, V es la cilindrada en litros; n, el número máximo de revoluciones y, K, el número de cuerpos de carburador (canales de aspiración provistos de difusores).

Para el diámetro del difusor en la sección estrecha y del calibre principal, por cuanto existen simples y obvias relaciones de proporcionalidad entre la velocidad y los cuadrados de los diámetros, la determinación de los valores más oportunos requiere una larga práctica y experiencia.

La construcción de los carburadores es prerrogativa de Casas especializadas. En las figuras 233 y 235 están representados dos carburadores Weber para automóvil; el primero, con un solo cuerpo, y, el segundo, de dos cuerpos con dos difusores. Característica interesante de este último es el dispositivo para la abertura diferenciada de la mariposa: presionando el acelerador se abre, primero, la mariposa del conducto, cuyo objeto es permitir

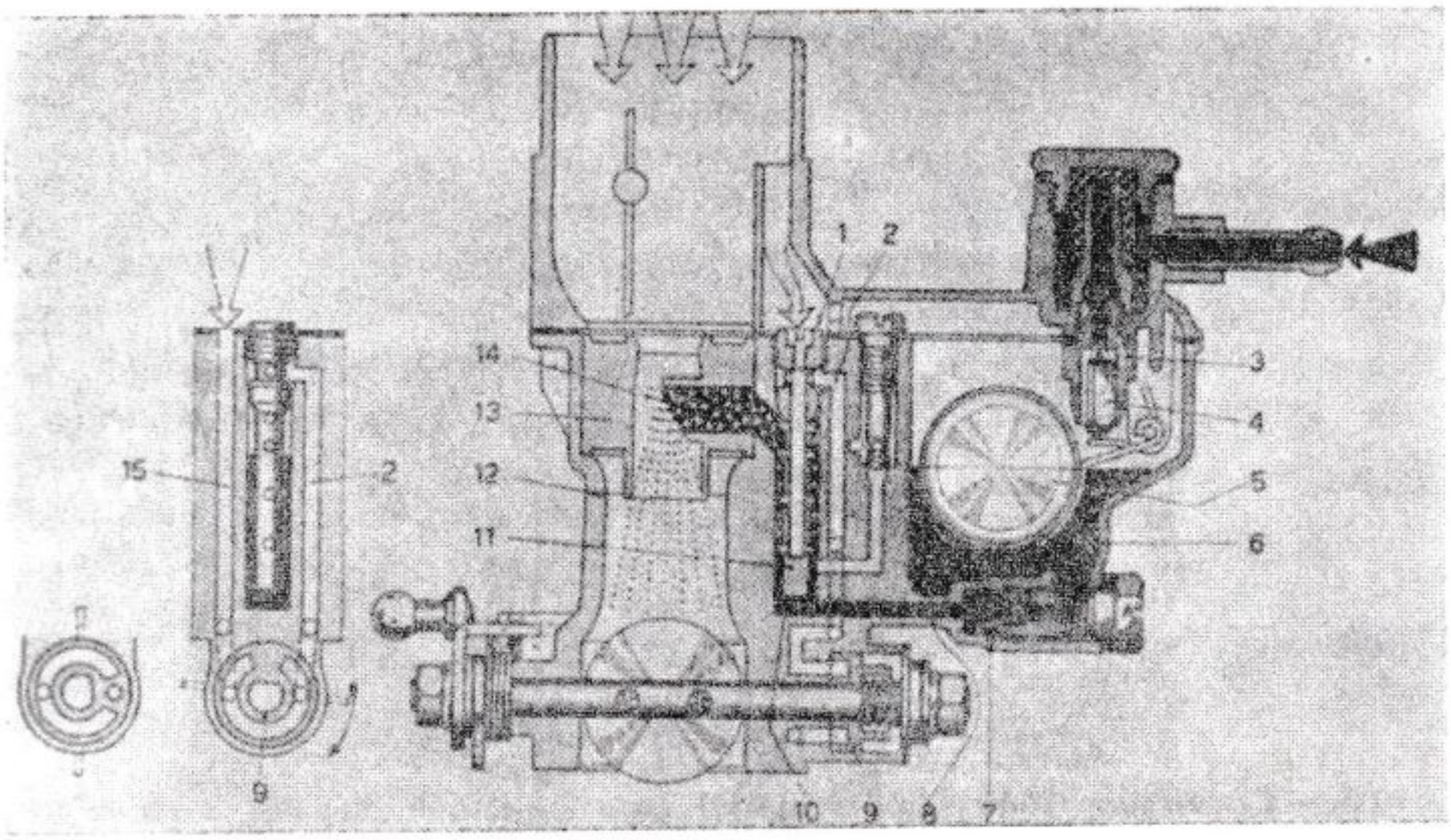


FIG. 233. — Carburador Weber tipo 28-ICP para automóvil Fiat 600 D y 850. Descripción del dispositivo de marcha normal.

El carburante, a través de la válvula de aguja (3), pasa al depósito (6), donde la boya (5) regula la abertura de la aguja (4) para mantener constante el nivel del líquido. Del depósito (6), a través de la boquilla principal (7) y el conducto (8), el carburante alcanza el pocillo (10). Mezclado con el aire que sale por los agujeros del tubo emulsionador (11) y procedente de la boquilla de aire (1) y del conducto (2) del dispositivo estrangulador, a través del tubo rociador (14), alcanza la zona de carburación constituida por el centrador (13) y el difusor (12). Con la abertura parcial de la mariposa el diafragma (9) pone en comunicación los conductos (14), (15) y (2): se consigue así más aire que el aspirado por la boquilla (1), estrangulando el suministro de mezcla del tubo rociador (14), forma de aportar la máxima economía de consumo. Con la mariposa completamente abierta, el diafragma (9) interrumpe la comunicación entre los conductos (15) y (2), enriqueciendo el título de la mezcla para obtener la máxima potencia del motor.

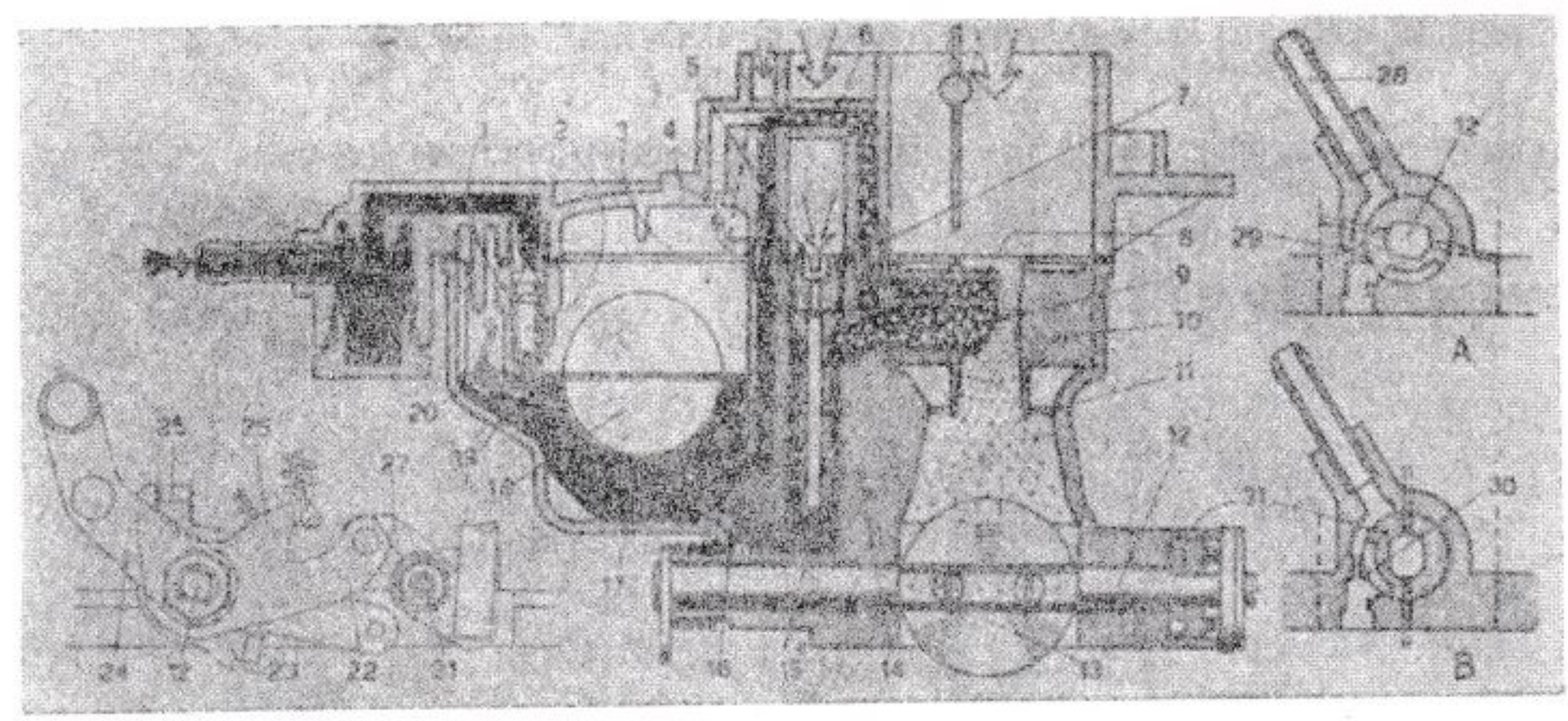


FIG. 234. — Carburador Weber tipo 34 DFH1 para automóvil Fiat 124 coupé-spyder. Dispositivo para marcha normal.

El carburante, a través de la válvula de aguja (1), pasa al depósito (17), donde la boya (18), articulada sobre el perno (20), regula la abertura de la aguja (2) para mantener constante el nivel del líquido: la aguja (2) está unida con la lengüeta de la boya (18) mediante el gancho (19). Del depósito (17), a través de las boquillas principales (16), el carburante llega a los pocillos (15). Mezclado con el aire que sale por los agujeros de los tubos emulsionadores (14) y procedente de las boquillas aire de freno (5), a través de los tubos rociadores (9), llega a la zona de carburación constituida por los centradores (10) y los difusores (11). El carburador está provisto de dispositivo de superalimentación entre ambos conductos: del depósito (17) el carburante, dosificado por las boquillas calibradas (3), se mezcla con el aire que procede de los agujeros calibrados (4). La mezcla así formada, a través de los conductos (6) y las boquillas calibradas (7), es aspirado a través de los canales (8) en los conductos del carburador durante el funcionamiento a régimen elevado con la mariposa completamente abierta. En la figura está ilustrado también el dispositivo para la abertura diferencial de las válvulas de mariposa. Actuando sobre la palanca de mando de la mariposa (24), el apéndice (25) del sector (23), fijado sobre el eje primario (12), recorre primeramente un trozo en vacío y la mariposa primaria (13) se abre con el correspondiente ángulo, mientras la mariposa secundaria, montada sobre el eje (21), permanece cerrada.

Seguidamente el apéndice (25) establece contacto con el apéndice (26) de la palanca loca (22), que libera la palanca (27) montada fija sobre el eje (21): en estas condiciones la abertura de la mariposa secundaria es regulada por un dispositivo de membrana accionado mediante la presión creada por el motor.

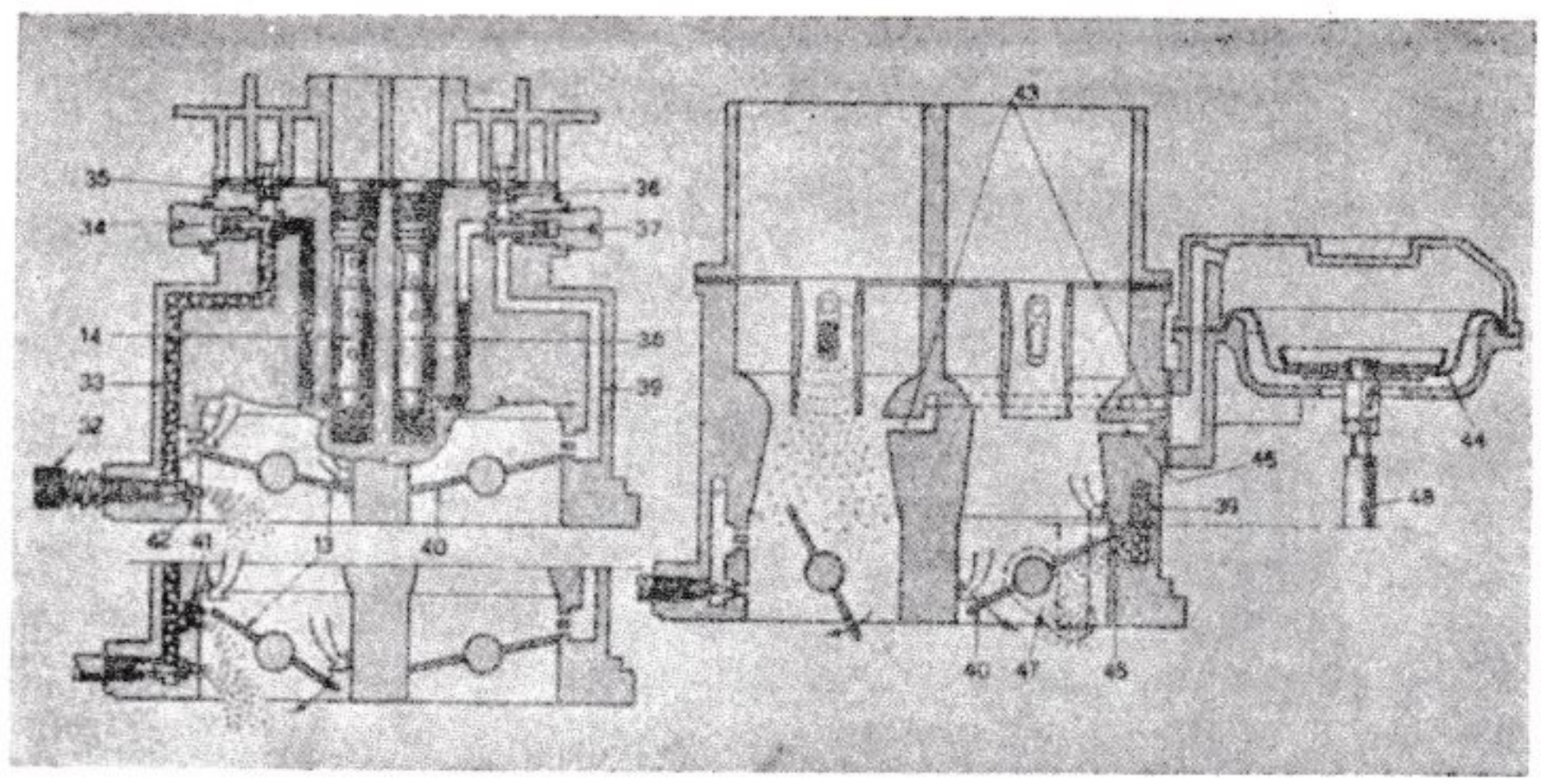


FIG. 235. — Carburador Weber tipo 34 DFH1 para automóvil Fiat 124 coupé-spyder. Dispositivo para el mínimo. Progresión.

Del pocillo del tubo emulsionador primario (14) el carburante pasa a la boquilla de mínimo (34): emulsionado con el aire procedente de la boquilla calibrada (35), a través del canal (33) y el agujero alimentación mínima (42), regulable mediante el tornillo (32), llega al conducto primario después de la mariposa (13).

A partir del régimen de mínimo, abriendo progresivamente la mariposa (13), la mezcla llega al conducto primario también por los agujeros de progresión (41), permitiendo el aumento regular de la velocidad angular del motor.

La mariposa secundaria (40) empieza a abrirse cuando la depresión del primer conducto es tal que vence, a través del conducto (43), la resistencia de la membrana (44) del dispositivo neumático que, mediante la varilla (48), hace girar la palanca (47) fijada sobre el eje portamariposa secundaria (40).

El carburante procedente del pocillo del tubo emulsionador secundario (38) pasa a la boquilla de mínimo (37): emulsionado con el aire procedente de la boquilla calibrada (36), a través del conducto (39), llega al conducto secundario mediante los agujeros de progresión (46), colocados en correspondencia con la mariposa (40), que permiten un aumento regular de la velocidad angular del motor cuando se abre la mariposa secundaria. La depresión que se crea en el segundo conducto actúa en estas condiciones también a través del agujero (45), permitiendo, cuando el motor lo requiere, la completa y total abertura de la mariposa secundaria (40).

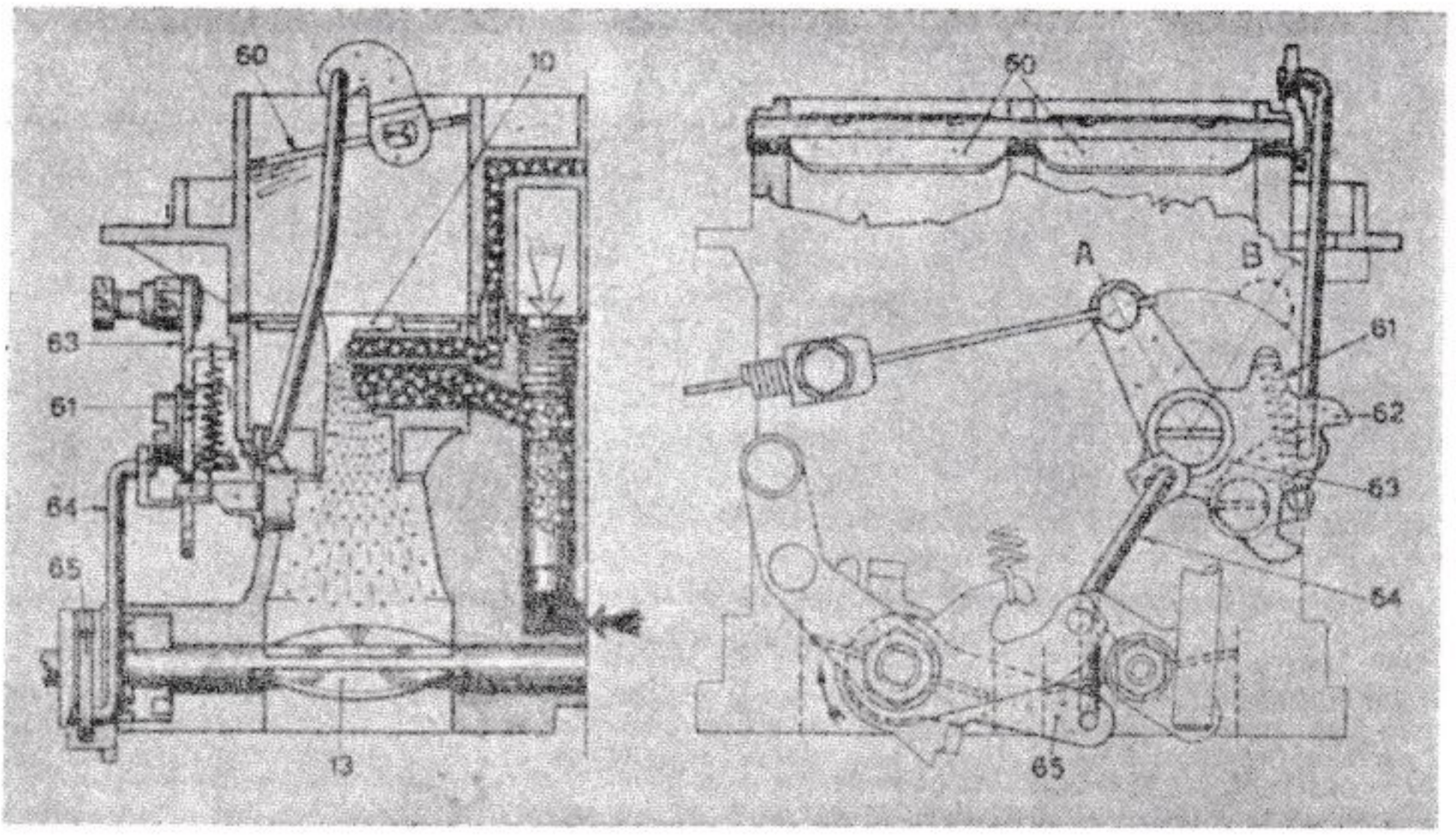


FIG. 236. — Carburador Weber tipo 34 DFH1 para automóvil Fiat 124 coupé-spyder. Dispositivo de arranque.

Con la palacanca (63) en posición «A», las mariposas (60) obstruyen las tomas de aire del carburador, mientras, a través del tirante (64) y la palanca (65), la mariposa (13) se abre parcialmente (velocidad mínima).

El centrador (10) eroga, por lo tanto, una mezcla de título rico que permite un pronto arranque del motor. Con el motor en marcha, la depresión abre parcialmente las mariposas (60) contra la acción del muelle (61). La mezcla, todavía rica, permite una marcha regular del motor. Durante la fase de calentamiento del motor deben abrirse progresivamente las mariposas (60). Alcanzada la temperatura de régimen, desacoplar completamente el dispositivo, posición «B»: las mariposas (60) son mantenidas completamente abiertas por el apéndice (62), mientras la mariposa primaria (13) es llevada a la posición de mínimo.

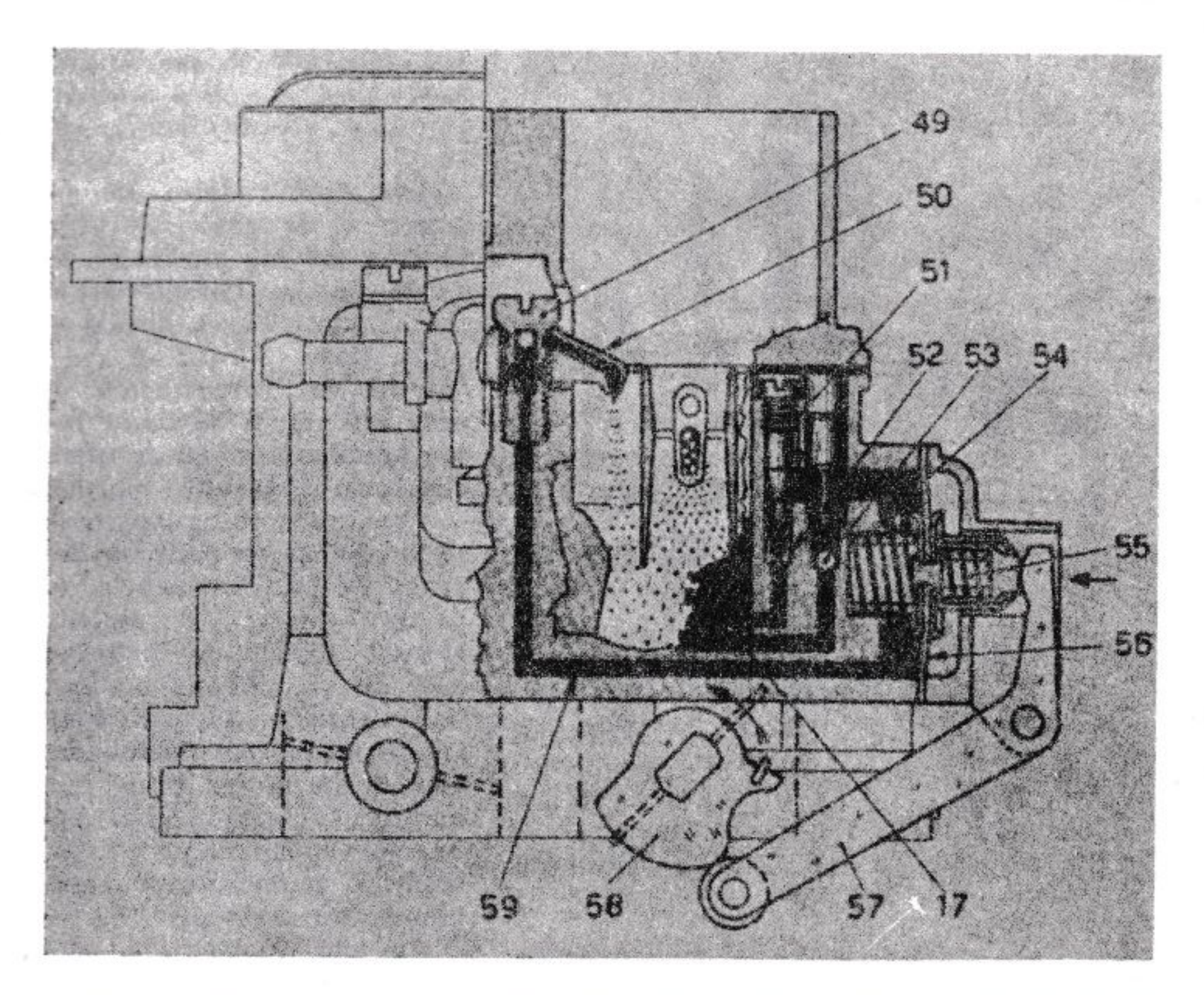


FIG. 237. — Carburador Weber tipo 34 DFH1 para automóvil Fiat 124 coupé-spyder. Dispositivo para la aceleración.

Cerrando las mariposas, la palanca (57) libera la membrana (56), la cual, bajo la acción del muelle (54), aspira carburante del depósito (17) a través de la válvula de bola (53).
Abriendo la mariposa, mediante la cción de la excéntrica (58), y de la palacanca (57), la membrana (56) inyecta carburante en el conducto primario del carburador, a través del conducto (59), la válvula de entrada (49) y la boquilla bomba (50). El muelle (55) absorbe las rápidas aperturas de las mariposas y alarga la erogación de carburante.
El eventual exceso de carburante erogado por la bomba de aceleración puede ser descargado en el recipiente (17) a través del conducto (51) y la boquilla calibrada (52).

un aumento regular de la aceleración, y luego se abre la mariposa del conducto secundario que permite obtener la máxima potencia del motor. Con el acelerador a fondo, las dos mariposas están simultánea y completamente abiertas.

En la figura 238 está representado un carburador para motor de motocicleta.

XVII. 7. Carburadores especiales

Aunque la carburación está principalmente adaptada para el uso de gasolina, alguna vez se emplea también para otros combustibles, como el petróleo y el gasoil. Los dispositivos adoptados para los combustibles gaseosos (metano, butano, etc.) y para los sólidos gasificados (gasógeno) difieren mucho de

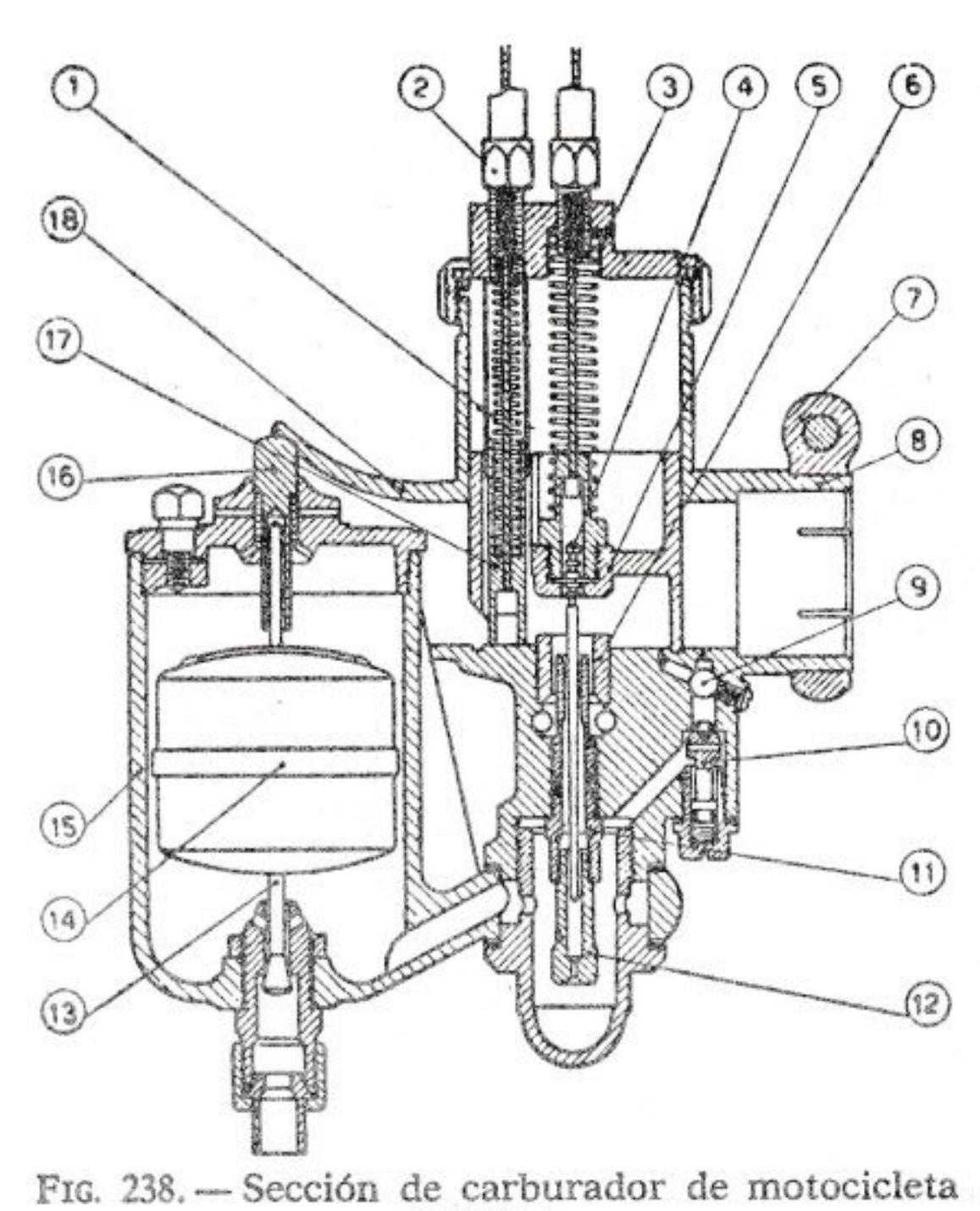


FIG. 238. — Sección de carburador de motocicleta Dell'Orto.

1, Muelle de mando del aire. — 2, Tornillo de regulación del aire. — 3, Muelle de mando del acelerador. — 4, Aguja del acelerador. — 5, Válvula de corredera del acelerador. — 6, Mezclador. — 7, Abrazadera para unión con el motor. — 8, Unión con el motor. — 9, Toma de aire para el mínimo. — 10, Surtidor del mínimo. — 11, Pulverizador del mínimo. — 12, Calibre de máximo. — 13, Válvula del flotador. — 14, Flotador. — 15, Cuba. — 16, Botoncito movimiento flotador. — 17, Válvula de corredera del aire. 18, Bocina de aspiración.

los carburadores, por lo cual serán descritos más adelante (véase «Alimentación con gas»).

Los carburadores de petróleo y de gasoil se diferencian de los normales en razón de las características del combustible utilizado y, sobre todo, porque el *calor latente de vaporización es más intenso y bastante menor la volatilidad* en comparación con la gasolina normal.

El elevado calor latente de vaporización produce un descenso de la temperatura durante el proceso de aquélla, el cual obstaculiza la formación de una mezcla homogénea y estable. Además, como las curvas de destilación propenden hacia las altas temperaturas, para obtener una buena vaporización son necesarias temperaturas sensiblemente mayores.

De ello se deriva la necesidad de calentar intensamente el carburador y los conductos de admisión, así como de cuidar más la pulverización del combustible. Pero incluso tomando estas precauciones, no se evitan ciertos inconvenientes en el funcionamiento a consecuencia de la escasa volatilidad del combustible; en efecto, el arranque es prácticamente imposible en las condiciones normales y se tropieza también con grandes dificultades cuando el régimen es variable y a propósito de las altas velocidades.

Estas razones limitan el campo de utilización de los combustibles de baja volatilidad; en la actualidad, sólo el petróleo se usa todavía en motores de carburación.

Un carburador de petróleo está dotado de dos dispositivos especiales:

a) El *dispositivo de arranque.*

b) El *dispositivo de calentamiento y regulación del mismo.*

El arranque se hace, por lo general, con gasolina y, por ello, el carburador está provisto de dos surtidores, uno para la gasolina y otro para el petróleo, o bien de un solo surtidor con grifo de dos vías. Para el calentamiento, la cámara de carburación y los conductos de admisión están rodeados por una cámara por la que pasan los gases de escape. Durante los primeros minutos de funcionamiento, la alimentación es, por tanto, con gasolina; cuando, después, la temperatura de los gases de escape es tal que puede ase-

gurar el calentamiento del petróleo para su completa evaporación (y, por tanto, una mezcla suficientemente homogénea), se empieza la alimentación con petróleo. Excelente norma es hacer posible la regulación de la temperatura de calentamiento (limitando el recorrido de los gases de escape en torno al carburador y los conductos porque si el calentamiento es insuficiente, el consumo resulta elevado, y si excesivo, puede originar autoencendido y depósitos carbonosos. Para un prolongado funcionamiento con gasolina, en caso de falta de petróleo, está prevista la supresión total del calentamiento.

Incluimos en la categoría de carburadores especiales los empleados en vehículos que marchan fuera de la carretera y propensos, por tanto, a intensas y violentas inclinaciones transversales y longitudinales.

Teniendo que asegurar una carburación constante con cualquier asiento del vehículo, estos carburadores difieren de los que hemos examinado en los párrafos anteriores por ser cilíndrico su depósito y centrales sus calibres. Es evidente que con tal solución el nivel de la gasolina en el depósito, correspondiente al calibre, se mantiene constante para cualquier inclinación del carburador.

Para permitir la colocación del calibre en la zona central del depósito, el nivel del carburante está asegurado por un flotador de forma anular o por dos o más flotadores acoplados entre sí.

XVII. 8. Conductos de admisión

Sirven para conducir la mezcla desde el carburador a los cilindros y, por ello, han de satisfacer las siguientes condiciones:

1.ª *Mantener la mezcla homogénea y estable* durante el trayecto.

2.ª *En el caso de los motores de muchos cilindros, alimentarlos de igual manera a todos.*

3.ª *Suministrar un diagrama del rendimiento volumétrico* adaptado a las condiciones de funcionamiento del motor.

Consideremos primero el caso del **motor monocilíndrico** de 4 tiempos. Durante cierta parte de la carrera de aspiración, la columna del fluido en el conducto adquiere un movimiento acelerado. Después, por inercia, se mantiene en movimiento todavía durante el primer trecho de la carrera de compresión y continúa penetrando en el cilindro hasta que la presión en el mismo iguala a la correspondiente a la energía cinética del fluido entrante. En el caso excepcional de un conducto muy largo, este efecto, debido a la inercia, se prolonga durante una parte considerable de la carrera de compresión.

Si la válvula se cierra cuando la inercia no está todavía amortiguada, la columna del fluido en movimiento se agolpa contra la misma válvula y, consecuentemente, se produce una onda de presión refleja. Sobreviene entonces un efecto pulsante en el conducto, el cual produce una disminución del rendimiento volumétrico y, en ciertos casos, irregularidades en la carburación. Si, por el contrario, la válvula se cierra en el instante en que termina el efecto de relleno, debido a la inercia de la

columna fluida, el rendimiento volumétrico alcanza su valor máximo compatible con el diseño y el régimen del motor.

Es, pues, evidente que en los motores de régimen fijo se puede regular la distribución de forma que se verifique esta condición, o bien es posible dar al conducto una longitud tal que la pulsación esté en sincronismo con el movimiento de la válvula, mientras que, en los motores de régimen variable, ello es posible sólo para una velocidad única.

Recordamos que el área de la sección del conducto ha de ser tal que produzca una velocidad de la mezcla lo más constante posible y suficiente para mantener su homogeneidad. En la práctica, esta velocidad está comprendida entre 60 y 120 m/seg. en el régimen máximo.

En los **motores pluricilíndricos,** el problema resulta más complejo porque, por razones obvias, no es posible ni conveniente instalar un carburador para cada cilindro; por ello se alimentan varios cilindros con un solo carburador mediante un conducto llamado *colector,* en el cual, el fluido está sometido a la influencia recíproca producida por la aspiración de los diversos cilindros de acuerdo con su defasaje definido por el orden de encendido.

El efecto pulsante en el carburador es notoriamente reducido, sobre todo cuando los cilindros alimentados son más de cuatro (en los motores de 4 tiempos), porque la superposición de las aspiraciones independientes regulariza la aspiración total de forma análoga a lo que se dijo respecto a la regulación del par motor.

En los motores de muchos cilindros es necesario obtener una buena distribución de la mezcla entre los diversos cilindros.

En el carburador es difícil alcanzar una pulverización completa y la necesaria evaporación del combustible. La mezcla que pasa por los conductos contiene una cierta cantidad de combustible líquido en forma de diminutas gotas. Dichas gotitas poseen una inercia mayor que la mezcla gaseosa y, por ello, cuando la dirección de la corriente gaseosa se altera bruscamente, las gotitas tienden a mantener su dirección de movimiento. Como resultado, ocurre que se establece una diferencia en la relación de mezcla entre los diversos cilindros con respecto a la forma de los conductos y a la posición de cada cilindro.

Además de las gotitas existe una sutil capa de combustible líquido adherido a las paredes internas de los conductos, el cual puede contribuir a una mala distribución del combustible.

Una solución parcial del problema consiste en calentar los conductos para vaporizar la parte del combustible líquido que pasa. El calentamiento causa, sin embargo, la expansión del fluido y reduce, por tanto, la masa de la carga, y trae consigo la consiguiente pérdida de potencia. En muchos motores, el calentamiento se obtiene por medio de los gases de escape; en otros, con el agua de refrigeración del motor.

Para aprovechar todas las ventajas obtenibles adoptando grandes defasajes, por ejemplo en el caso de los motores para coches deportivos y de

carreras, o para motocicletas de competición con varios cilindros, se ha de evitar que, en el trecho de eventual recubrimiento entre las fases de aspiración de dos cilindros, éstos no sean alimentados simultáneamente por el mismo carburador. En efecto, si al abrirse la válvula de aspiración (la cual lo efectúa mucho antes del P.M.S.), un cilindro está puesto en comunicación con el conducto en el cual existe una cierta depresión (causada por la aspiración que está realizando el otro cilindro), el efecto de succión producido por la columna de gases de combustión que salen por la válvula de escape, no es suficiente para atraer el gas fresco al cilindro del conducto en depresión, antes que el pistón comience la verdadera fase de aspiración. Sobre todo por las razones señaladas, para alimentar por separado los diversos cilindros se disponen más carburadores o, por lo menos, carburadores de cuerpos múltiples.

En la figura 239 se muestran algunos esquemas de conductos de admisión para motores pluricilíndricos.

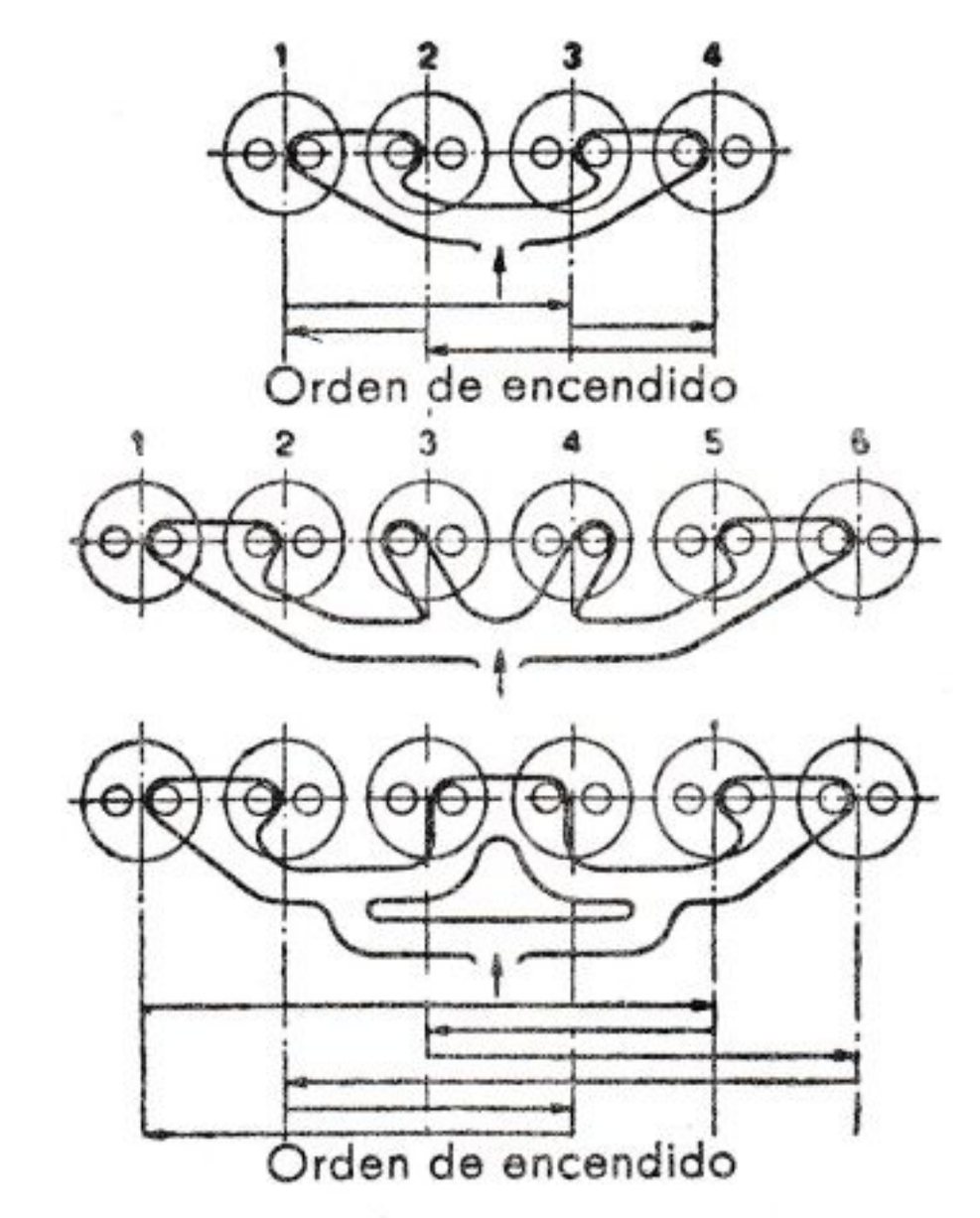


FIG. 239. — Esquema del conducto de admisión para motores de 4 y 6 cilindros y 4 tiempos.

El material usado para la construcción de los colectores en motores para automóviles es generalmente el aluminio o la fundición. Los conductos de aspiración y de escape pueden ser dispuestos en el mismo lado del motor (figura 240), o en lados opuestos (véase fig. 241); la primera disposición facilita el calentamiento de la mezcla por los gases de escape, y la regulación del calentamiento, mediante pantallas orientables, cuyo objeto es reducir el paso de los gases en torno al conducto de admisión.

Constituye una buena norma el que un carburador de un solo cuerpo no alimente más de cuatro cilindros en los motores de 4 tiempos, para no crear excesiva diferencia en la longitud de los diversos conductos. Actualmente se usan también carburadores de doble cuerpo para motores de 4 y 6 cilindros.

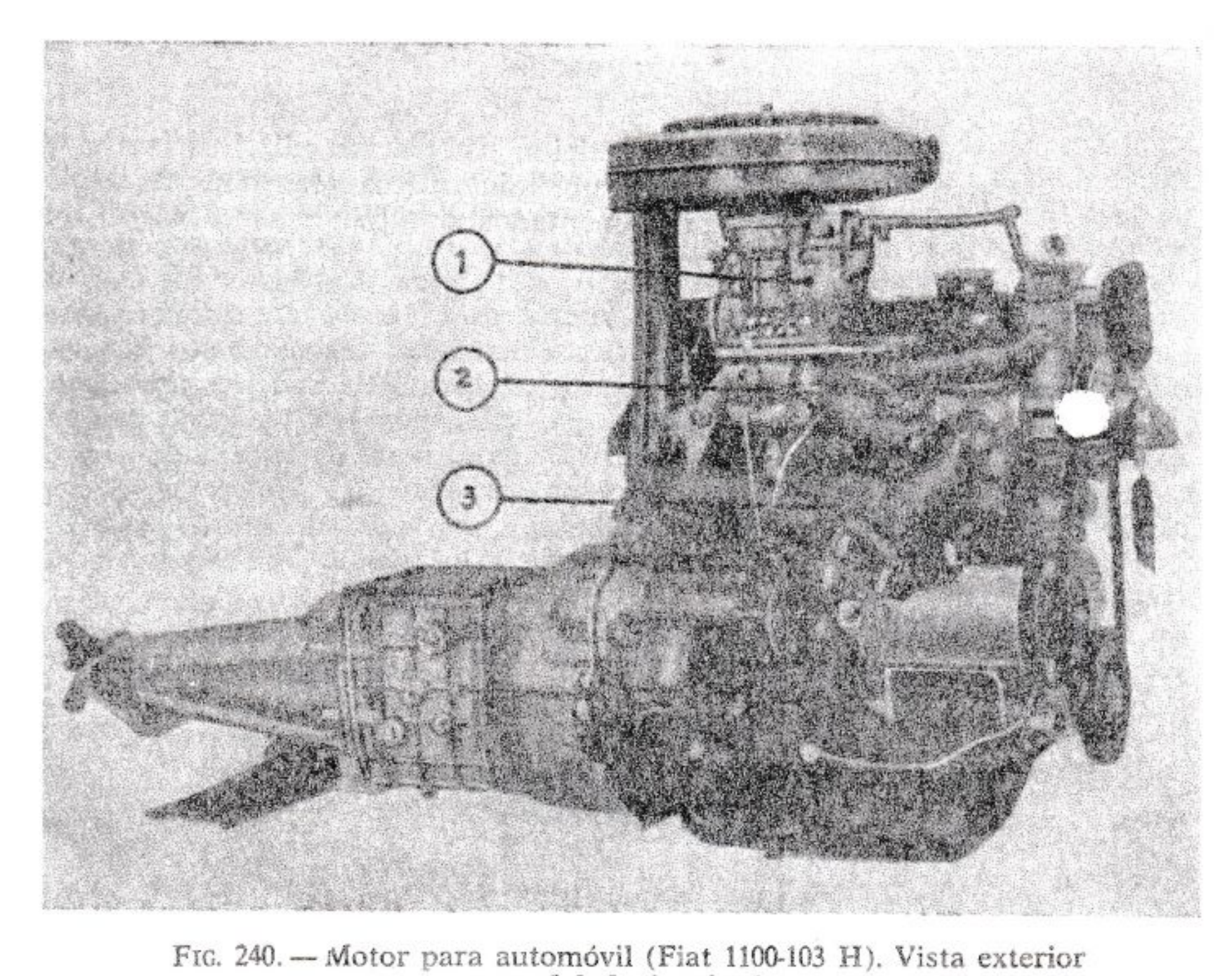


FIG. 240. — Motor para automóvil (Fiat 1100-103 H). Vista exterior por el lado izquierdo.

4 cilindros; diámetro, 68 mm; carrera, 75 mm; cilindrada total, 1.089 cm³; potencia máxima (SAE), 55 CV a 5.200 r.p.m.; 1, carburador; 2, colector de aspiración; 3, colector de escape.

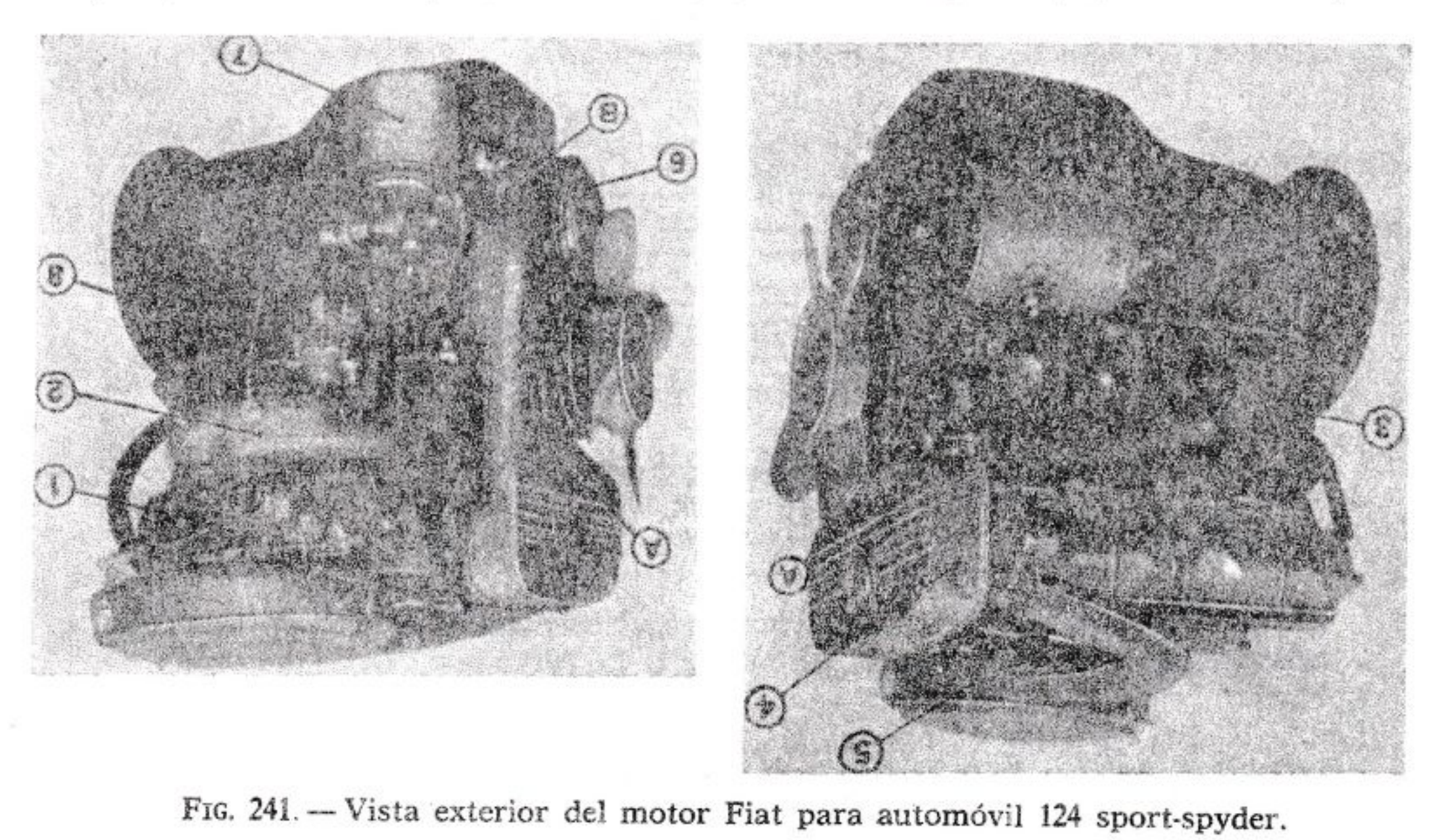


FIG. 241. — Vista exterior del motor Fiat para automóvil 124 sport-spyder.

4 cilindros en línea, diámetro 80 mm, carrera 71,5 mm; cilindrada total 1.438 cm³; relación de compresión 8,9:1; potencia máxima 90 CV (DIN) a 6.500 r.p.m.; par Máximo 11 kgm (DIN) a 3.600 r.p.m.; potencia específica 62,6 CV /litro (DIN).

A - B puntos de fijación de la tapa mando distribución.

1, Carburador. — 2, Colector de aspiración. — 3, Colector de escape. — 4, Tapa para la correa dentada para el mando distribución. — 5, Filtro de aire de la aspiración. — 6, Filtro centrífugo para el aceite. — 7, Filtro aceite (de cartucho). — 8, Bomba de alimentación.

Para coches deportivos se adopta normalmente un carburador, o cuerpo de carburadores, para cada grupo de dos o tres cilindros. Alguna vez se recurre a la alimentación independiente de cada cilindro mediante un carburador o cuerpo de carburadores para cada uno.

XVII. 9. El carburador en los motores de aviación

En aviación, el carburador de tipo clásico se usa siempre en motores de pequeña cilindrada (aviones de turismo), porque las exigencias que han de cumplir estos motores no requieren un carburador muy complejo.

Para los motores de mayores dimensiones cuyas características de empleo requieren carburadores más complicados y no siempre de seguro funcionamiento, se emplean los **carburadores de inyección** (véase el párrafo siguiente) o, desde luego, la **verdadera y propia inyección.**

Nos limitamos aquí a relacionar las exigencias que ha de satisfacer el carburador de aviación:

1.ª Garantizar el flujo regular de combustible, a pesar de las acciones dinámicas a que está sometido el conjunto durante el vuelo. Esto se obtiene con particulares recursos en la construcción de la *cuba de nivel constante* y especiales dispositivos para el vuelo invertido.

2.ª Asegurar la homogeneidad de la mezcla, no obstante los tensos y heterogéneos caudales (*dispositivo emulsionador*).

3.ª Asegurar la constancia en la dosificación, incluso durante las variaciones de la temperatura y la presión (*corrector altimétrico,* preferentemente automático).

4.ª Consentir un enriquecimiento de la mezcla en régimen de plena potencia (*enriquecedor automático*). Uno de los efectos del enriquecimiento consiste en evitar peligrosos recalentamientos de las válvulas, de los pistones y de las culatas cuando se exigen al motor potencias superiores a las normales.

5.ª Para los motores con compresor, limitar la abertura de la mariposa del carburador a cotas inferiores a la de la potencia normal, con objeto de mantener constante la presión de alimentación, pero permitir sobrealimentar el motor en el despegue *(limitador automático de la presión de alimentación).*

6.ª Facilitar un rápido cierre manual de la alimentación del motor, para evitar peligros de incendio *(mando de apagado).*

7.ª Obtener un adecuado calentamiento del carburador y conductos, especialmente para los aviones de alta cota *(dispositivo de calentamiento).*

La evaporación del combustible en el carburador se verifica con notable absorción de calor; por esta causa, algunas partes metálicas se enfrían de tal manera, que hacen condensar la humedad atmosférica y originan la formación de hielo. A grandes alturas, el depósito de hielo está facilitado por la baja temperatura y la acumulación de partículas de humedad congeladas que existen en la atmósfera. La acumulación de hielo puede causar el agarrotamiento de la válvula de mariposa y la disminución del paso del aire, y acarrear otras consecuencias de efectos a menudo muy graves. Es, por tanto, necesario impedir por medio del calentamiento, la acumulación de hielo, lo mismo que conviene, en muchos casos, calentar la mezcla en los conductos antes de que entre en el cilindro, con objeto de evitar la condensación.

Los sistemas comúnmente seguidos para tal finalidad son los siguientes:

1) Calentamiento del aire antes del carburador por contacto con una tubería de escape, con posibilidad de regulación y de supresión del calentamiento.

2) Calentamiento de las partes propensas a formar depósitos de hielo mediante el agua de circulación, aceite lubricante o gases de escape.

3) Admisión de mezclas anticongelantes (por lo general a base de alcohol anhidro) que, al mezclarse con la humedad del aire, bajan el punto de congelación.

En los motores con compresor antes del carburador, no es necesario el calentamiento del aire para evitar el hielo, a causa del aumento de temperatura que se produce en el compresor; en los motores con compresor después del carburador, tampoco es necesario calentar la mezcla antes de su entrada en los cilindros. En los motores sin compresor, por el contrario, son necesarios tanto el calentamiento anticongelante como el de la mezcla.

XVII. 10. Carburadores de inyección

Para superar las dificultades correspondientes a los requerimientos numerados en el párrafo anterior, la técnica de los carburadores para aviación ha evolucionado paso a paso hacia la inyección [1]. En los últimos años se han afirmado dos escuelas: una, alemana, que tiende a resolver el problema de modo radical adoptando el *sistema de inyección* de los motores Diesel, con algunas pequeñas variantes; la otra, americana e inglesa, que representa una evolución del carburador y se realiza mediante el *carburador de inyección*. Para los sistemas de inyección, diríjase el lector a la Parte cuarta de esta obra; en cuanto a los carburadores de inyección, damos a continuación unas breves notas.

El combustible es inyectado continuamente a bajísima presión (1,3 ÷ 1,4 kg/cm^2) por debajo de la mariposa de regulación del caudal de aire. Este sistema de alimentación se llama también de *inyección continua* o *inyección a baja presión*.

En el caso de los motores con compresor (como el de la figura 342), el carburante se inyecta a la entrada del compresor. La regulación de la cantidad de combustible es automática y se obtiene por medio de un dispositivo

[1] En la autotracción ha encontrado escasa aplicación por razones de economía.

especial sensible al caudal de aire que pasa por el Venturi (la cantidad de combustible inyectado depende, por tanto, de la posición de la mariposa); en relación a la cota, se efectúa, además, una corrección sobre esta cantidad por medio de un dispositivo accionado por una cápsula barométrica.

A las dos regulaciones automáticas se añaden algunos mandos manuales, por medio de un batería de toberas, para variar la dosificación de la mezcla y hacerla más idónea a las condiciones de funcionamiento del motor: al mínimo, en el régimen de crucero, en condiciones de funcionamiento de emergencia, etc.

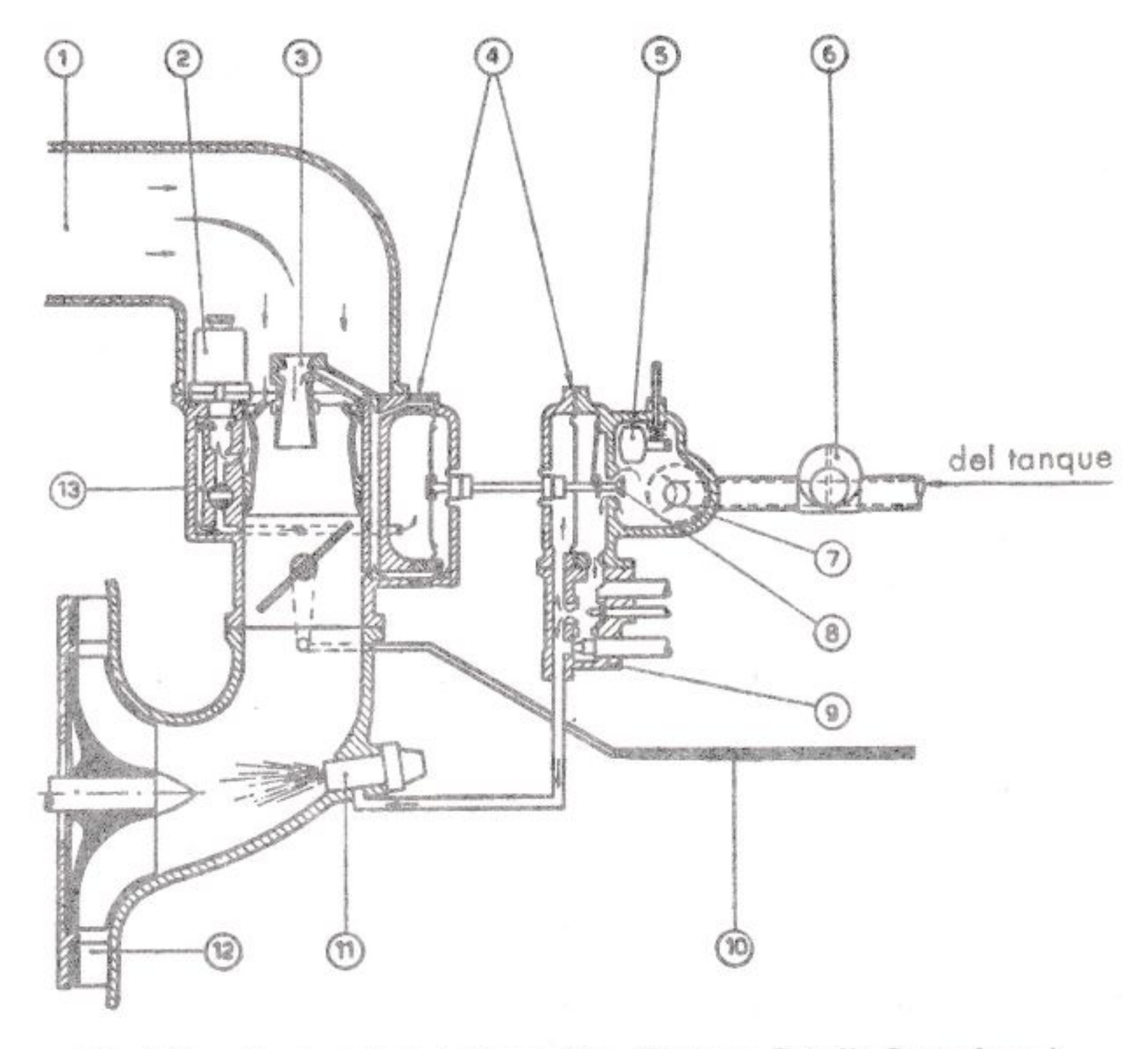


FIG. 242. — Carburador de inyección. (Sistema Bendix-Stromberg.)

1, Toma de aire dinámica. — 2, Cápsula barométrica para la dosificación en cota. 3, Venturi de regulación. — 4, Grupo regulador. — 5, Separador de vapor. — 6, Bomba de combustible. — 7, Filtro de combustible. — 8, Válvula de entrada del combustible. — 9, Caja de toberas para regulación manual dosificación mezcla a las diversas condiciones de funcionamiento. — 10, Leva accionamiento mariposa. 11, Inyector de combustible. — 12, Compresor. — 13, Válvula para exclusión cápsula barométrica.

El carburador de inyección es, en aviación, garantía de mayor seguridad en el funcionamiento; se elimina la formación de hielo en el Venturi y está garantizado también el flujo regular del combustible en las más difíciles condiciones de vuelo (vuelo acrobático). Permite igualmente una más correcta regulación y dosificación del combustible al variar la cota y las condiciones de funcionamiento del motor, con el resultado de un ligero mejoramiento en el consumo específico y en la p.m.e. con relación al carburador normal.

XVII. 11. Instalación del carburador en los motores sobrealimentados

En el caso de los motores sobrealimentados, la instalación del carburador puede hacerse *por encima del compresor*, o bien *entre el compresor y el motor*.

El primer sistema *(carburador aspirado)* tiene la ventaja de mantener en el carburador el mismo tipo de alimentación que se tiene sin compresor, mientras que en segundo *(carburador soplado)* requiere por todo el sistema de alimentación del combustible sea mantenido bajo presión.

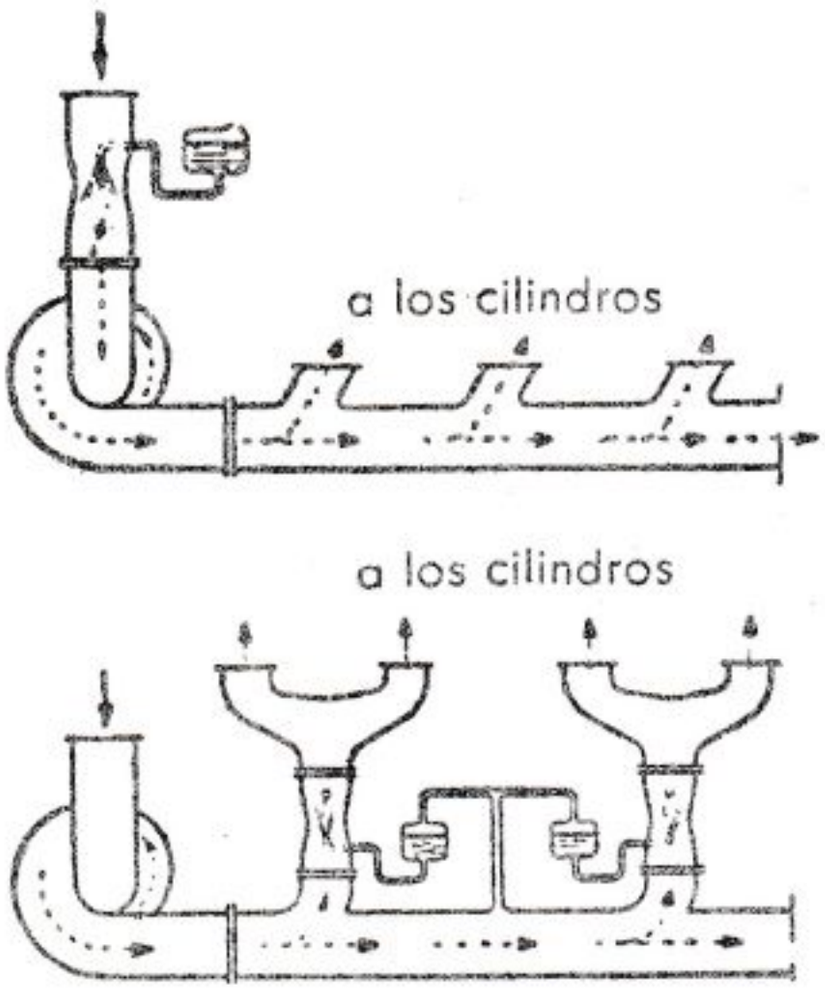


FIG. 243. — Esquemas de aplicación del compresor.

Por otra parte, el primero ofrece la desventaja de que por el compresor pasa mezcla explosiva; por lo cual pueden verificarse, en el caso de retorno de llama, explosiones en el conducto y en el compresor mismo. Para evitar roturas en los motores de aviación, es normativo colocar en el colector una válvula de seguridad; en los motores para coches de carreras, como las dimensiones de los conductos son pequeñas y considerable su espesor, esta precaución no es necesaria.

En la figura 243 están ilustrados los dos sistemas.

Para disminuir, aunque en escasa proporción, el inconveniente del calentamiento del aire o de la mezcla por efecto de la compresión (que causaría un descenso del rendimiento volumétrico), se refriegan el compresor y los conductos de conducción por medio de aletas y una buena ventilación.

XVII. 12. Alimentación con gas metano

La alimentación con gas es objeto de aplicaciones tanto en los motores fijos como en los instalados en vehículos. En el aspecto funcional no existe diferencia alguna entre las dos aplicaciones. En los motores fijos usados esencialmente en los lugares de producción de gas de alumbrado o gas pobre, existe ya el depósito de combustible, y el suministro no presenta ninguna

dificultad. En los autovehículos, por el contrario, hay el problema de asegurar una cierta autonomía; las soluciones posibles son dos:

1.ª *Comprimir el gas en bombonas.*
2.ª *Producir el gas por medio de un generador instalado en el vehículo.*

Examinaremos separadamente estos dos casos y su aplicación en los vehículos.

Se puede usar gas permanentemente comprimido aproximadamente a 200 kg/cm², como el gas del alumbrado, el gas de alto horno y, en especial, el metano. Conviene comprimir al máximo el gas para aumentar la autonomía. El gas permanente más importante es el **metano** (CH_4), el cual tiene muchos requisitos motorísticos: su tonalidad térmica (0,820 calorías por litro de mezcla) es sólo ligeramente inferior a la de la gasolina. La resistencia a la detonación, la homogeneidad y la estabilidad de la mezcla (derivadas de la naturaleza gaseosa del combustible), así como la facilidad de arranque y de aceleración, son características favorables a su empleo.

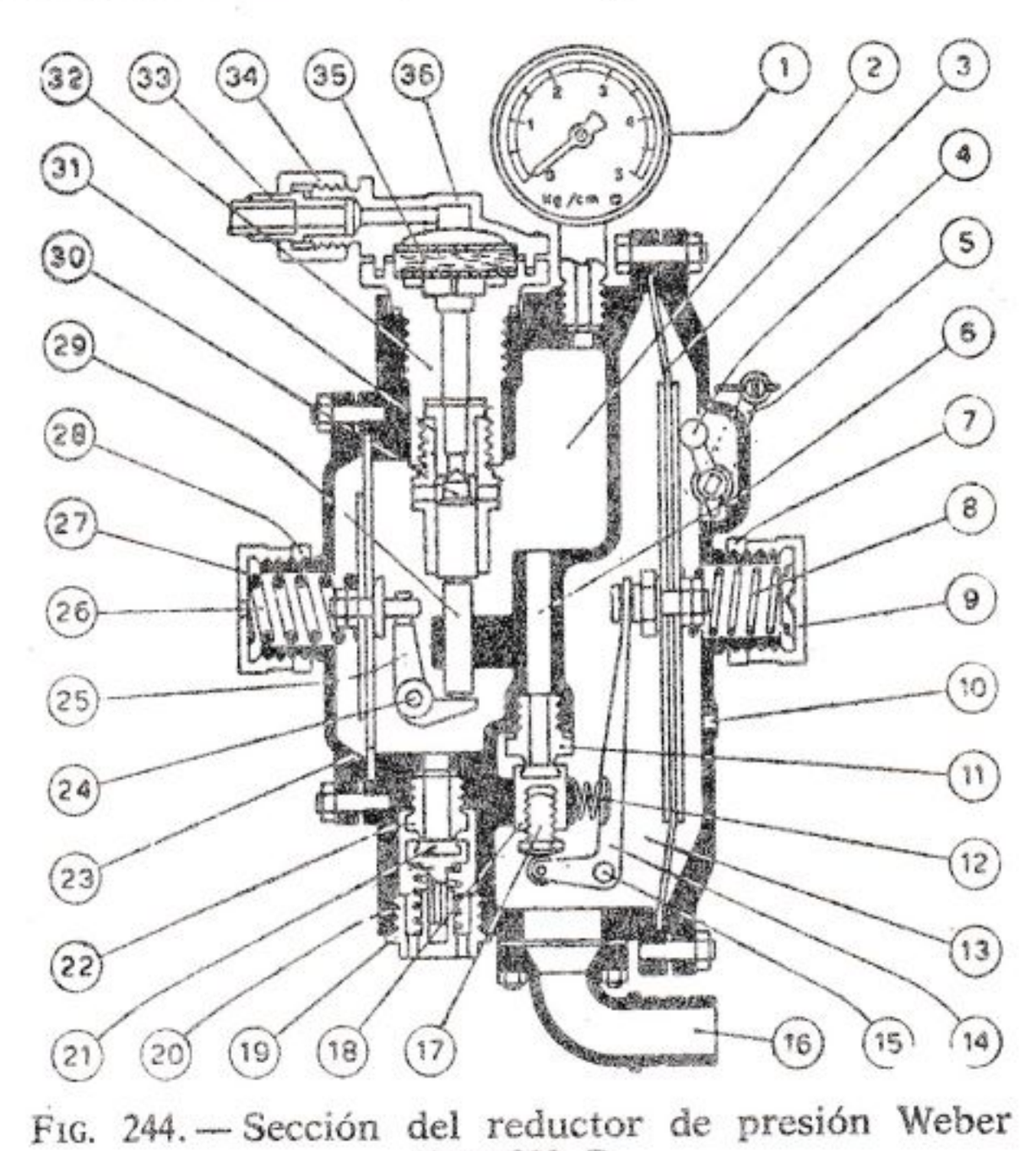


FIG. 244. — Sección del reductor de presión Weber tipo 200 R.

1, Manómetro presión media. — 2, Cámara 1.er salto de reducción. — 3, Membrana del 2.º salto. — 4, Leva de arranque. — 5, Leva accionamiento arranque. — 6, Canal comunicaci5n 1.er y 2.º saltos. — 7, Contratuerca. — 8, Muelle regulación 2.º salto. — 9, Tapa regulación 2.º salto. — 10, Orificios desahogo. — 11, Válvula 2.º salto. — 12, Muelle leva 2.º salto. — 13, Cámara 2.º salto reducción. — 14, Leva mando membrana 2.º salto. — 15, Fulcro para leva 2.º salto. — 16, Conexión para salida gas. — 17, Tornillo regulación válvula 2.º salto. — 18, Espiga válvula 2.º salto. — 19, Tapa válvula seguridad. — 20, Muelle válvula seguridad 1.er salto. — 21, Platillo válvula seguridad 1.er salto. — 22, Válvula seguridad 1.er salto. — 23, Membrana 1.er salto. — 24, Eje leva 1.er salto. — 25, Leva mando membrana 1.er salto. — 26, Muelle regulación 1.er salto. — 27, Tapa regulación 1.er salto. — 28, Contratuercas. — 29, Empujador 1.er salto. — 30, Espiga válvula 1.er salto. — 31, Válvula 1.er salto. — 32, Casquillo portafiltro. — 33, Tubería. — 34, Conexión tubería entrada gas. — 35, Filtro de fieltro. — 36, Cubierta del filtro.

El sistema de alimentación está compuesto de:

a) Bombonas de 200 kg/cm², dispuestas aisladas o en grupos, desmontables o fijas, comunicadas por medio de válvulas con una tubería principal.

b) Una válvula principal accionable desde el interior del vehículo.

c) Un manómetro para regular la presión, entre la válcula principal y el reductor.

d) Un reductor-regulador de presión, dispuesto en general bajo el capó.

e) Un manómetro regulador de la presión en la cámara del primer salto de presión.

f) Un mezclador que desempeña la función del carburador normal.

g) Una válvula de carga muy accesible que permite el relleno sin desmontar las bombonas.

Procediendo por analogía, la válvula principal corresponde al grifo de la gasolina; el manómetro, el indicador de nivel, y la válvula de carga, al tapón del depósito de un automóvil normal.

El reductor-regulador de presión es de dos saltos de presión: en el primer salto, la presión es reducida a $1 \div 2$ atmósferas relativas, y con el segundo, al valor de depresión del motor, y es mantenida constante independientemente de la presión variable de la bombona (fig. 244).

El regulador es, en general, del tipo de membrana, y desempeña el cometido de elemento sensible a las variaciones de presión que actúan sobre sus caras; puede ser provisto de dispositivos adecuados para variar la dosificación de la mezcla y para mezclar el gas con una determinada cantidad de aceite lubricante con objeto de asegurar la buena conservación del motor.

El mezclador es comparable a un carburador elemental simplificado por lo que respecta al suministro de combustible (fig. 245). Está provisto de las normales válvulas de mariposa y de otra válvula por encima del surtidor (automática o bien accionada en paralelo con la primera); su objeto es crear la depresión sobre el surtidor en los bajos regímenes.

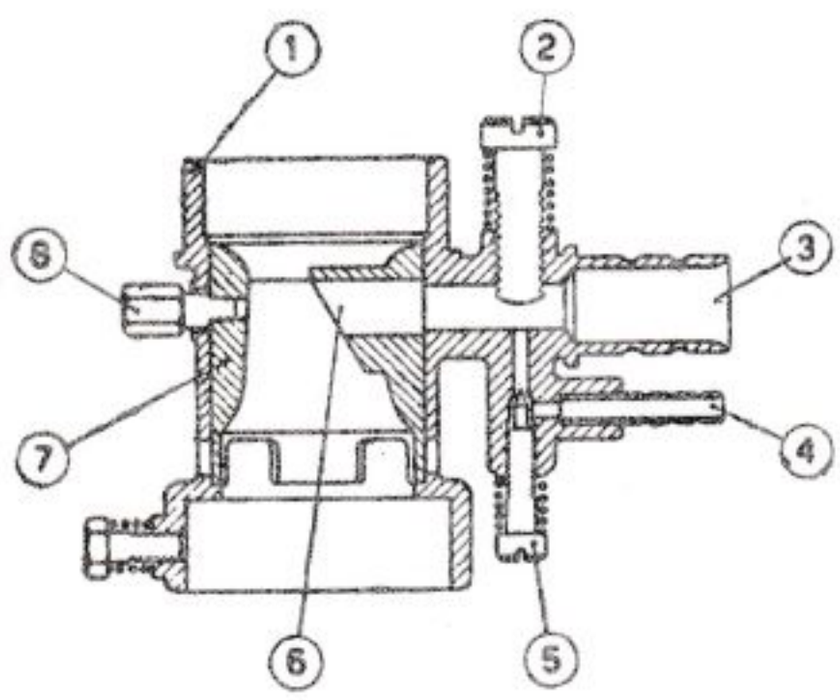


FIG. 245. — Sección del mezclador para gas comprimido Weber tipo M.P.S.

1, Cuerpo mezclador. — 2, Tornillo dosificación mezcla. — 3, Conexión con el reductor de presión. — 4, Alimentación mínimo. — 5, Tornillo regulación mezcla mínimo. — 6, Tubo pulverizador. — 7, Difusor. — 8, Leva mando funcionamiento con gas y con gasolina.

La relación de compresión más alta para los motores alimentados con metano oscila entre $8 \div 9$.

Para obtener un buen rendimiento volumétrico y térmico es de aconsejar también la refrigeración del colector de aspiración el uso de bujías frías (para reducir el peligro de preencendido a causa del aumento de relación de compresión) y el aumento del adelanto de encendido (para compensar la menor velocidad de propagación de la llama en comparación con los motores de gasolina).

La transformación de un motor Diesel para quemar metano presenta todavía mayor dificultad, pues requiere la modificación de la culata para reducir la relación de compresión y para colocar las bujías, la sustitución de la bomba de inyección por el mezclador y la instalación del sistema de encendido.

Si bien la relación entre el poder calorífico de 1 m^3 de metano y 1 l de gasolina y entre 1 m^3 de metano y 1 l de gasoil son, respectivamente, 1,15 y 1,05, en la práctica 1 m^3 de metano equivale a 1,3 l de gasolina y a 0,85 de gasoil; esto es debido, por una parte, a la posibilidad que ofrece el metano de consumir la mezcla siendo eliminados todos los inconvenientes de la gasificación de los carburantes líquidos, y, por otra parte, al mayor rendimiento del ciclo Diesel.

Oportunas medidas de montaje y una prueba cuidadosa reducen la posibilidad de incidentes originados de la elevada presión en las bombonas y en

las tuberías, y de la atmósfera venenosa que forma el gas en el interior del vehículo. El único obstáculo a la difusión del sistema de alimentación con metano lo constituyen el volumen y el peso de las bombonas, que se refleja sensiblemente sobre la carga útil y sobre la autonomía del vehículo.

En efecto, mientras en el caso de la gasolina y petróleos el peso muerto para combustibles (depósito + gasolina o petróleo) es del orden de 1 kg/l, en el caso del metano tal valor llega hasta 6-7 kg/m³. En la tabla XII se reseñan las dimensiones de algunas bombonas comerciales (en acero) y sus relativos pesos. Para reducir la influencia negativa del peso de la instalación se pueden usar bombonas de aluminio, rodeadas de alambre de acero en tensión: el peso de éstas es, aproximadamente, de 4 kg/m³, pero el precio es mucho más elevado.

El empleo de metano para la autotracción se traduce en definitiva en un problema de autonomía, el cual se refleja en la carga útil y, por tanto, en el coste de transporte por tonelada útil-kilómetro.

Un camión con carga útil de 8.000 kg con un consumo de 27 l de petróleo por 100 km, requeriría para funcionar con metano, con una autonomía de 300 km, 95 m³ de gas $\left(\frac{27}{0{,}85} \cdot 3\right)$, equivalente a 12 bombonas de 40 l: el mayor peso muerto relativo a la instalación de metano resulta, aproximadamente, de 570 kg, equivalente al 7 % de la carga útil (en igualdad de autonomía).

TABLA XIII. *Bombonas para metano*

Tipo	Capacidad en litros	Contenido nominal en m³	Diámetro en mm	Longitud en mm	Peso en kg	
					Bombonas (¹)	Total (²)
30 × 203	30	6	203	1170	38	42,5
40 × 203	40	8	203	1520	48	54
50 × 229	50	10	229	1510	60	67
60 × 229	60	12	229	1780	70	79

(¹) El peso se refiere a la bombona vacía, incluidos el collarín, la tapa y la válvula.

(²) El peso total resulta añadiendo al peso de la bombona el correspondiente al metano comprimido a 200 kg/cm².

Para los coches, la reducción en tanto por ciento de la carga útil al pasar a la alimentación con metano es todavía más notoria: el peso de la instalación resulta, como término medio, de 140 kg para una autonomía de 300 km, equivalente al peso de dos personas.

Es evidente, por tanto, que la conveniencia de emplear el metano depende de la relación entre los costos de 1 m³ de metano y de 1 l de petróleo o gasolina con respecto a la relación de consumo (1 m³ de metano = 0,85 l de petróleo = 1,3 l de gasolina) y a la autonomía requerida.

XVII. 13. Alimentación con gases licuados

La alimentación con gases líquidos no difiere mucho, en funcionamiento e instalación, de la correspondiente al metano.

Los gases normalmente empleados son el *propano* y el *butano*, puros o

mezclados entre sí. Empleando gases, cuyos requisitos motorísticos son poco inferiores a los del metano, presentan, con respecto a éste, la ventaja de poder ser licuados fácilmente a la temperatura ambiente bajo presiones de pequeña entidad, variables de 2 a 8 kg/cm².

Es evidente, por tanto, que los depósitos, sean bombonas o tanques, resultan más ligeros que los del gas a alta presión. Las bombonas pueden construirse en acero o en aleación ligera.

La tabla XIV muestra una comparación entre el tipo más difundido en Alemania (bombona Leuna, de 33 kg), la correspondiente bombona italiana para metano y un tanque normal de gasolina. Son muy evidentes las ventajas de alimentación con gas líquido desde el punto de vista del peso (peso muerto total cada 10.000 Cal de contenido) y la equivalencia en gasolina siendo igual el peso muerto total.

TABLA XIV. *Comparación entre los tanques para algunos tipos de combustible*

Características	Gas líquido (Leuna)	Metano	Gasolina (Hi = 7600 Cal.)
Capacidad bombona o tanque l	79	60	80
Peso bombona o tanque ..... kg	39	60	10
Peso combustible ..... kg	33	10	60
Contenido en calorías (¹) ..... Ca	364000	124000	610000
Peso muerto total ..... kg	72	70	70
Peso muerto total/10000 Cal. ..... kg	1,98	5,65	0,87
Equivalente en litros de gasolina (²)..... l	48 (55)	15,6 (17)	80

(¹) Teórico (relación de los poderes caloríficos inferiores).
(²) Teórico (relación de los poderes caloríficos inferiores); entre paréntesis, las equivalencias prácticas.

La autonomía posible resulta mayor o bien, en igualdad de autonomía, es menor el presupuesto global de bombonas con evidente ahorro de material y aumento de la carga útil.

En la figura 246 está representado un esquema de instalación para alimentación con gas líquido (L. P. G.).

El carburante es extraído del continente siempre en estado líquido, por medio de un tubo que lo toma del fondo del recipiente para permitir el va-

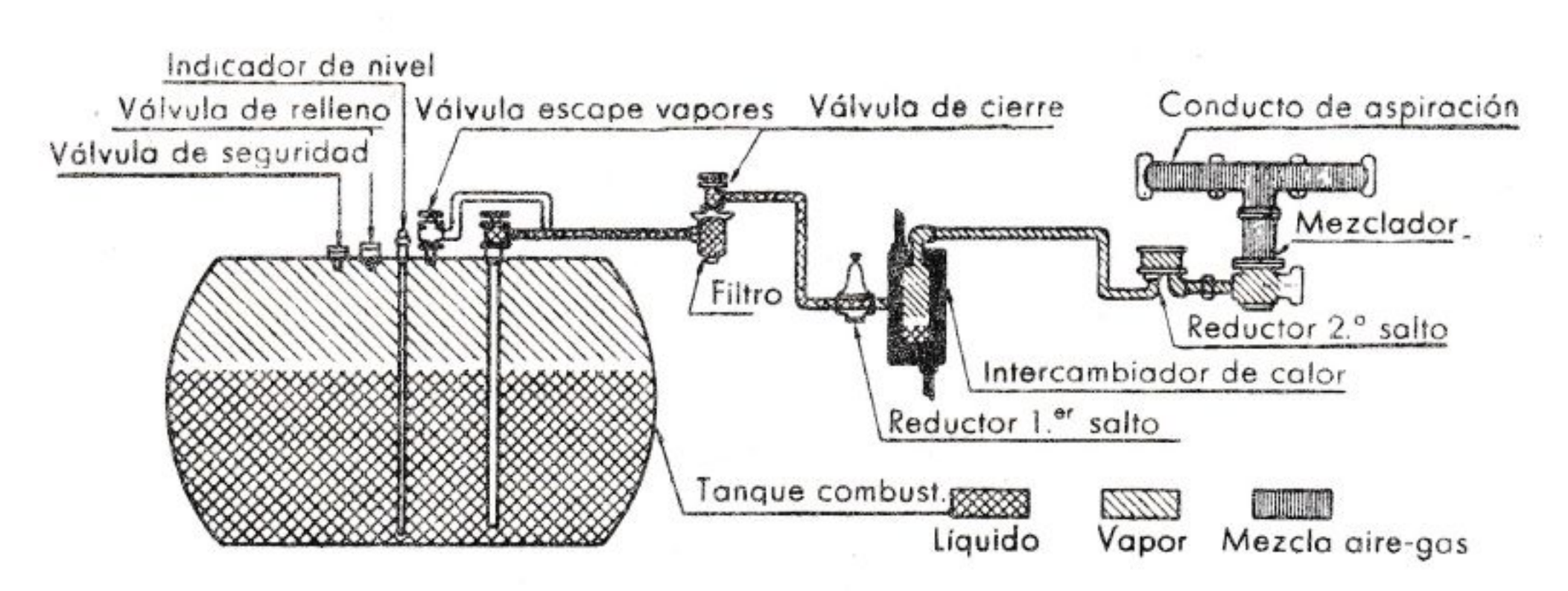


FIG. 246. — Esquema instalación de alimentación con LP gas.

ciado total. Si fuese puesto en estado gaseoso, la alimentación del motor sería irregular, especialmente en los regímenes elevados, porque el gas no llegaría en la cantidad necesaria y, además, porque, dada la notable diferencia de volumen específico entre gas y líquido, la rápida evaporación de este último y el repentino descenso de temperatura consiguiente originaría la formación de hielo en el depósito, en las tuberías y en las válvulas. Además, en el caso de mezcla de butano y propano, la mayor volatilidad de este último causaría una continua variación de la dosificación y por tanto, de las características de la mezcla.

El depósito o las bombonas han de estar dotados de dispositivos de seguridad contra eventuales sobrepresiones o peligros de explosión.

A diferencia del metano, la presión no puede ser tomada como índice de la reserva de carburante y es, por tanto, necesario adoptar un indicador de nivel normal.

La presión del carburante es reducida, por la válvula existente en el depósito, a la alimentación, determinada por la depresión en el motor, por medio de un grupo reductor-regulador de presión a dos saltos. El primer

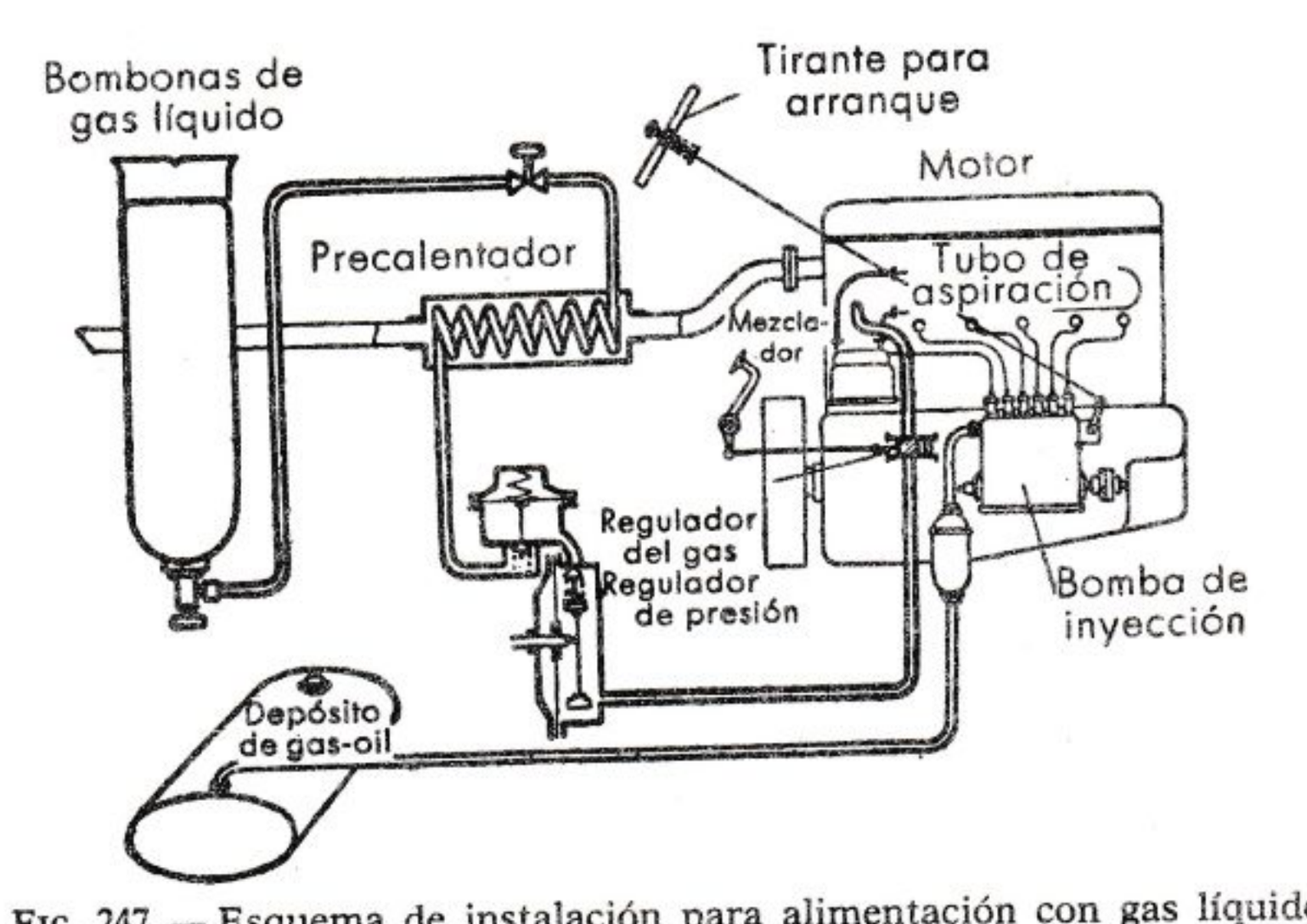


FIG. 247. — Esquema de instalación para alimentación con gas líquido de un motor de inyección.

salto (reductor de alta presión) es generalmente de fase líquida, y el segundo (reductor de baja presión), de fase gaseosa.

Entre los dos saltos está intercalado un intercambiador de calor que, utilizando las calorías de los gases de escape o las del agua de refrigeración del motor, está dimensionado para suministrar las calorías necesarias para la evaporación del gas líquido, eliminando así los peligros de congelación. El vaporizador puede ser incorporado con los reguladores de alta y baja presión: el conjunto se llama *convertidor*.

El *mezclador*, de construcción muy simple, no se diferencia del correspondiente al de alimentación con metano.

Dada la baja presión de funcionamiento, no hay riesgo de explosión. La gran volatilidad reduce el peligro de incendio, en el caso de que se produzca la rotura del tanque.

La transformación de los motores que funcionan con gasolina o con gas-

oil en motores de gas líquido requiere aproximadamente las mismas modificaciones, ya indicadas en el párrafo anterior, para la transformación en metano.

En la actualidad se está extendiendo, sobre todo en América, el empleo de motores que funcionan indistintamente con gas líquido y con gasolina o petróleo *(dual fuel)* (fig. 247).

XVII. 14. Gasógenos

El gas combustible se obtiene de la combustión incompleta de combustibles sólidos (carbón, leña, carbón de leña, briquetas de leña comprimida), obtenida haciendo pasar a gran velocidad poco aire, comúnmente mezclado con vapor de agua, a través de una gran masa en combustión. Este gas está compuesto principalmente de CO (del 15 al 30 %), H_2 (del 8 al 20 %) obtenido como escisión del vapor de agua, CO_2 (del 2 al 12 %) y un poco de O_2 y de metano; sus porcentajes se alteran al variar el combustible empleado. La tonalidad térmica varía de 0,500 a 0,600 Cal/l de mezcla contra las 0,830 Cal de la gasolina; se ve, por tanto, cómo la pérdida previsible de potencia gira alrededor del 25 al 35 %. La instalación (fig. 248). consta de:

a) Un *generador.*

b) Un *depurador de gravedad.*

c) Un *refrigerador.*

d) Algunos *filtros.*

e) Un *mezclador.*

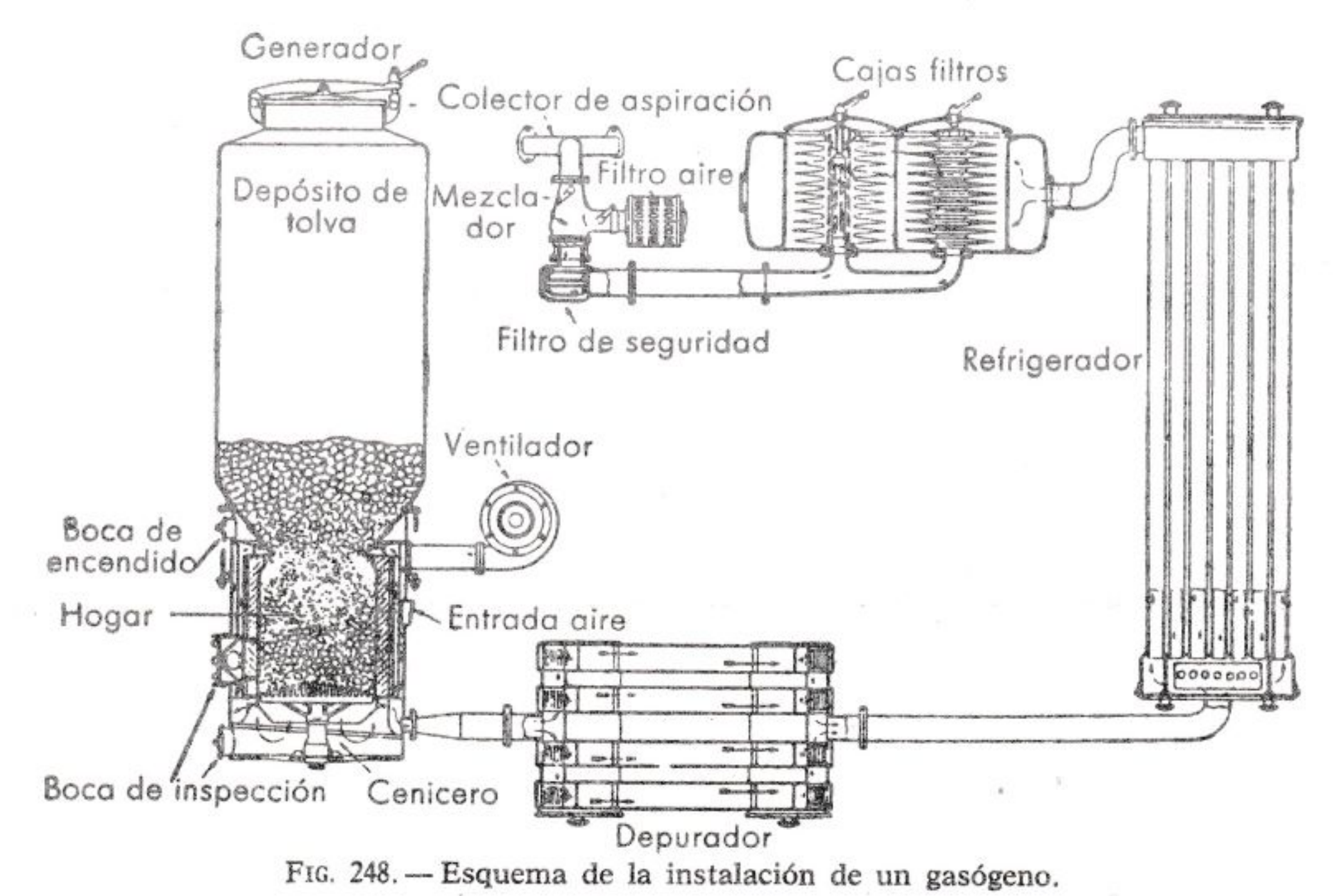


FIG. 248. — Esquema de la instalación de un gasógeno.

Los generadores, por lo general cilíndricos y de eje vertical, son de tres tipos principales (fig. 249):

1) *De corriente ascendente* (aptos para el empleo de combustibles desprovistos de alquitrán).

2) *De corriente descendente* (para combustibles con alquitrán y leña).

3) *De corriente transversal* (para combustibles diversos).

La parte superior del generador funciona como tanque, del cual desciende el combustible por gravedad; en la parte inferior (generador verdadero y propio) se hallan el hogar, los conductos de aire, del gas y el cenicero; la entrada del aire se efectúa a través de una válvula automática. Para el arranque hay dispuesto un ventilador soplante; cuando está a régimen, la circulación gaseosa es provocada por la aspiración del mismo motor.

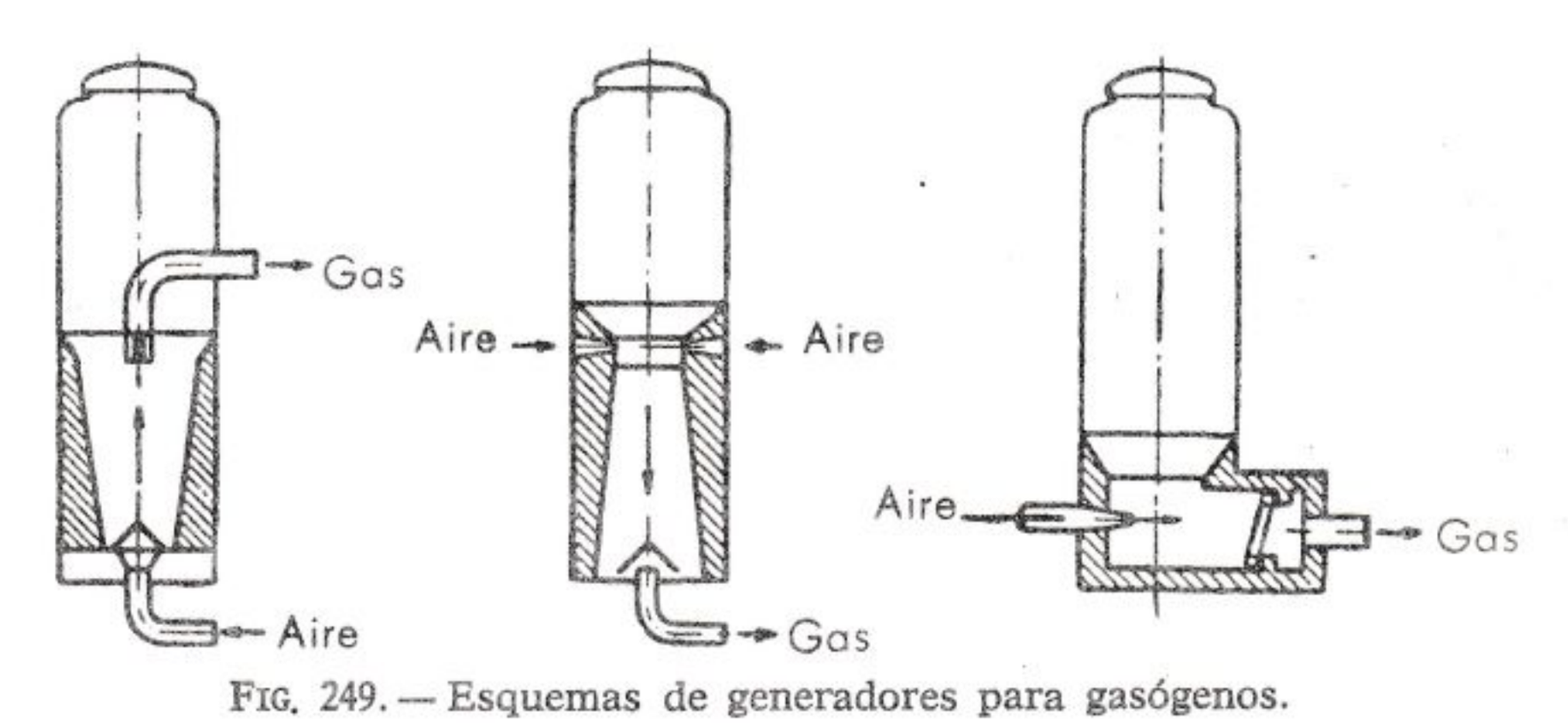


FIG. 249. — Esquemas de generadores para gasógenos.

El gas se hace pasar por el *depurador de gravedad*, donde deposita parte de las cenizas pulverulentas que arrastra; luego sigue por el *refrigerador de aire* (por lo general, de haces de tubos), que tiene por objeto reducir oportunamente la temperatura del gas, y, por fin, penetra en los *filtros de tela*.

Inmediatamente antes del mezclador hay, por lo general, colocado *un filtro de seguridad* (de finísima malla metálica) contra eventuales retornos de llama o posibilidad de obstrucciones motivadas por roturas de filtro de tela.

El *mezclador* asegura la mezcla del gas y del aire por lo común mediante tubulencia, o con fraccionamiento de las luces de entrada; los dos fluidos son absorbidos separadamente por la depresión del motor. La constancia de la dosificación se obtiene regulando a mano, por medio de una válvula suplementaria, tan sólo la entrada de aire.

Al máximo suministro, la depresión en los conductos de alimentación del motor gira alrededor de 600 mm de mercurio; la relación $\frac{\text{aire}}{\text{gas}}$ dosificación) en volumen es, aproximadamente, $1{,}1 \div 1{,}2$. La relación de compresión del motor puede ser llevada al valor de $8 \div 10$, lo que compensa en parte la pérdida de potencia.

Como máximo, se calcula que son necesarios 1,1 kg de carbón de leña y 3 kg de leña para obtener la autonomía que proporciona 1 l de gasolina

(véase la tabla XV) y, respectivamente, 1,5 y 3,6 kg para la correspondiente a 1 kg de gasoil; la autonomía normal de un autovehículo con gasógeno oscila, por consiguiente, entre 100 y 200 km.

Es necesario tener presente que el peso de la instalación corresponde al 10÷15 % del peso total para los coches, y al 4÷7 %, para los camiones; la instalación puede montarse sobre el mismo vehículo, o bien sobre un vehículo a propósito y remolcado.

Otra dificultad estriba en la lentitud en el arranque, ya que, por lo general, son necesarios 5÷10 min. para poner el gasógeno a régimen.

TABLA XV. *Equivalencias medias en gasolina de algunos combustibles gaseosos*

Combustibles	Equivalencia en litros de gasolina (Hi = 7600 Cal.)	
	Teóricos (1)	Prácticos
1 m³ metano al 97 %	1,10	1,3
1 kg gas líquido	1,45	1,6
1 m³ gas de alumbrado	0,5	0,55
1 m³ gas de gasógeno	0,16	—
1 kg de leña (castaño)	—	0,33
1 kg de carbón de leña	—	0,90
1 l (gasolina + 20 % etanol)	0,92	—

(1) Relación de poderes caloríficos.

CAPITULO XVIII

EL ENCENDIDO

XVIII. 1. Sistemas de encendido

Las primeras realizaciones han puesto de manifiesto la conveniencia de obtener el encendido por medio de una *chispa eléctrica* en lugar de recurrir a sistemas puramente térmicos, como llama de gas, rejillas de platino o tubos de porcelana incandescentes, procedimientos complicados y poco eficientes que fueron empleados en algunos anticuados motores de gas.

El sistema de *encendido a baja tensión* que obtenía la chispa en la abertura, dentro del cilindro, de un circuito inducido alimentado por una corriente suficientemente intensa para provocar el arco, queda hoy totalmente descartado a causa, sobre todo, de la grandísima dificultad de colocar y hacer funcionar sin inconvenientes el interruptor dentro de la cámara de combustión. Actualmente se usa sólo el *encendido de alta tensión,* en el cual se hace saltar la chispa, en el instante deseado, llevando la diferencia de potencial entre los electrodos de la bujía a un valor muy elevado.

El encendido a alta tensión puede ser obtenido con dos tipos de generadores de corriente: el *magneto* y la *batería.*

El magneto ha sido usado en motores para automóviles hasta que se introdujo el arranque eléctrico. Con éste, que requería la presencia de una buena batería, se impuso rápidamente el sistema de encendido por batería que hoy es de uso universal por su simplicidad y facilidad de aplicación.

Recientemente, con el desarrollo de los motores con elevada relación de compresión y alta velocidad de rotación, se han puesto en estudio, para adecuar el sistema de encendido a las nuevas necesidades, determinados perfeccionamientos que han orientado las investigaciones hacia sistemas de *encendido electrónico.*

En este capítulo intentaremos describir, de modo elemental, únicamente los sistemas de encendido tradicional con el fin de proporcionar al menos las nociones primordiales relativas a los motores de vehículos actualmente en funcionamiento.

El estudio adecuado de los sistemas tanto electromecánico como electrónico requería una amplia exposición que excedería los límites de esta obra.

XVIII. 2. Inducción electromagnética

Consideremos una espira metálica colocada entre los dos polos de un imán, es decir, en un campo magnético; éste se halla atravesado por un flujo de fuerza magnética, que depende de la intensidad del campo, de la forma, de las dimensiones y de la posición de la espira respecto a las líneas de fuerza. Desplazando la espira, se puede hacer variar el flujo relacionado con ella: a cada variación de flujo nace en la espira una fuerza electromotriz (f. e. m.) inducida y, si el circuito está cerrado, una corriente que dura tanto como la variación de flujo. El sentido de la corriente inducida es tal que produce por su cuenta un campo magnético, cuyo flujo en la espira tiene el sentido de contrarrestar la variación de flujo que lo ha provocado.

Supongamos que en el campo esté producido por un imán permanente, y la espira, o el circuito, constituidos por un cierto número de espiras en serie, tiene movimiento giratorio (figs. 250 y 251): cada vez que el circuito se dispone en tal forma que su eje esté paralelo a las líneas de flujo (lo que ocurre dos veces por vuelta en el caso de la magneto de dos polos), se tiene la máxima variación del flujo, y la f.e.m., así como la corriente, cambian de sentido. Éste alcanza su valor máximo cuando el circuito se dispone a 90° respecto a la posición anterior.

La f.e.m. y la corriente inducida son, por tanto, alternativas. *Sobre este principio se basa del generador de corriente alterna por magneto o imanes.*

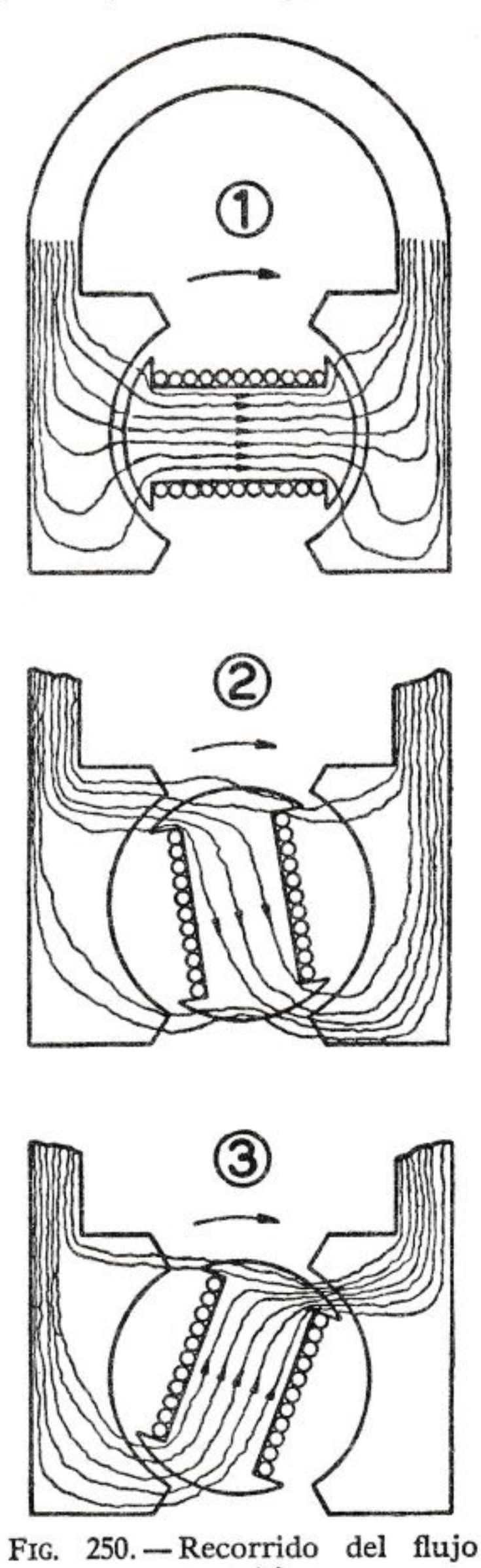


FIG. 250. — Recorrido del flujo magnético

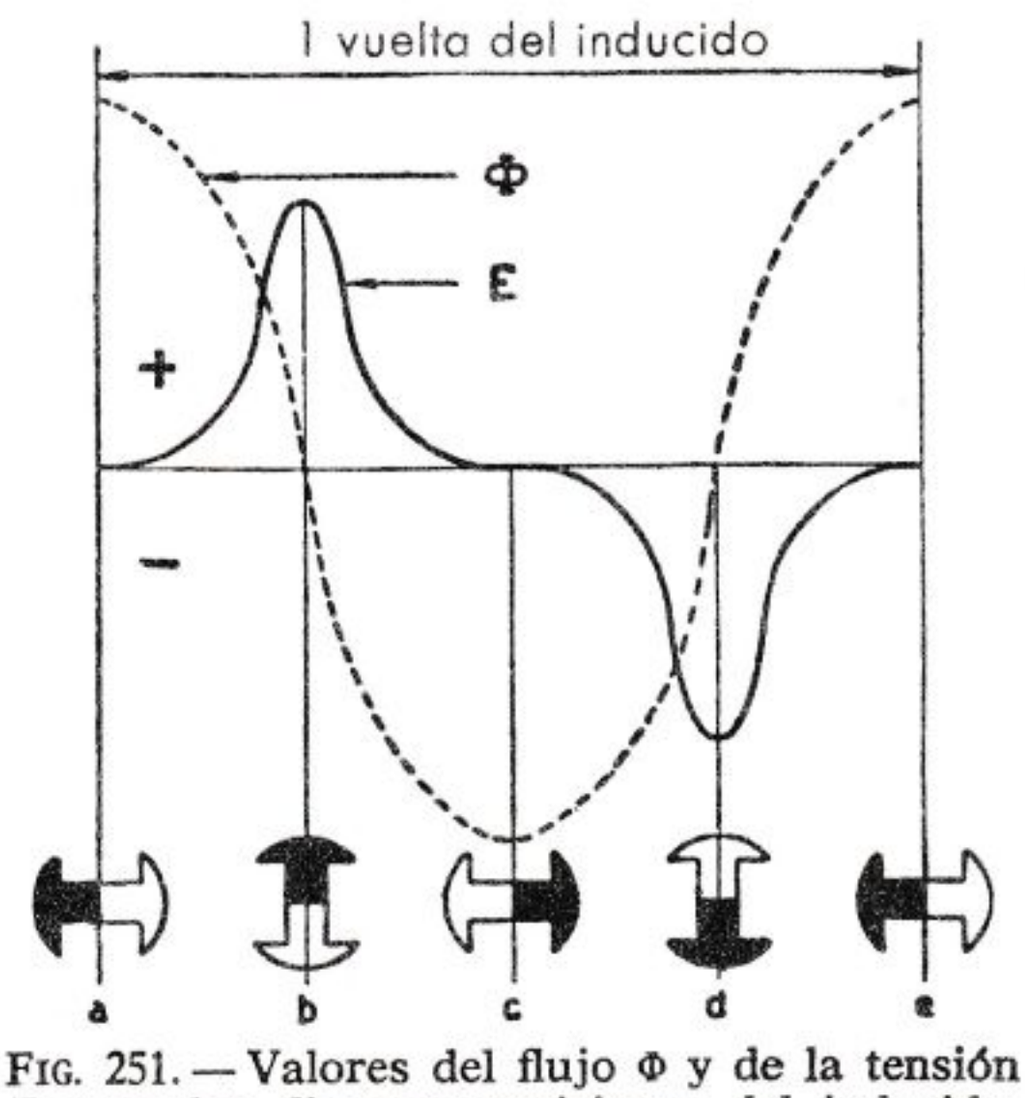


FIG. 251. — Valores del flujo Φ y de la tensión *E* para las diversas posiciones del inducido.

XVIII. 3. Autoinducción

Siguiendo las leyes de inducción electromagnética, un circuito desarrolla en sí mismo una f. e. m. inducida cada vez que está sometido a una variación de corriente. Como quiera que al producirse la rotura del circuito la corriente no cesa instantáneamente debido a que con la variación del flujo magnético nace una f.e.m. inducida y, en correlativa reciprocidad, una corriente llamada *extracorriente de abertura;* de análoga manera, en el cierre de circuito nace una extracorriente de cierre, motivo por el cual se produce un cierto retraso en el paso de la corriente.

XVIII. 4. Inducción mutua

Si dos circuitos eléctricos están en presencia uno del otro y uno de ellos es recorrido por una corriente variable, se produce en el otro una corriente inducida a causa de la variación del flujo. El fenómeno resulta brusco y violento si los dos circuitos están enrollados en el mismo núcleo magnético. Sobre este principio se basan los *transformadores* de tensión y de corriente (naturalmente alterna) y el *carrete de Ruhmkorff,* que permite transformar la energía eléctrica de baja tensión en energía de alta tensión y obtener así descargas violentas en forma de chispas.

Está constituido de un núcleo cilíndrico de hierro dulce, sobre el cual hay enrolladas un escaso número de gruesas espiras que constituyen el *circuito primario* y numerosas espiras de pequeña sección que forman el *circuito secundario;* los extremos del secundario se unen a dos electrodos situados a una cierta distancia entre sí. Si se hace pasar por el primario una corriente continua que provoca la magnetización del núcleo y se interrumpe después de un modo súbito el paso de la corriente, la tensión en el secundario se eleva de tal modo que produce la descarga violenta en forma de chispa entre ambos electrodos. Si el interruptor del primario ha de funcionar continuamente y con rapidez, es conveniente montar en derivación con el mismo un condensador; éste absorbe casi instantáneamente la mayor parte de la energía de la extracorriente de apertura, por lo que se consigue una rápida variación de la corriente y, por tanto, un notable aumento de tensión, que se transforma en una elevada tensión en el secundario. *De acuerdo con este principio funcionan tanto el encendido por magneto como el encendido por batería.*

XVIII. 5. Composición de los dispositivos de encendido. Encendido por magneto

Cualquier dispositivo de encendido de alta tensión está esencialmente constituido por dos circuitos eléctricos: un *primario* y un *secundario* (figura 252).

1) El **circuito primario** comprende:
   - *a)* El *generador de corriente.*
   - *b)* El *arrollamiento primario.*
   - *c)* El *interruptor mecánico del primario.*
   - *d)* El *condensador,* en derivación con el interruptor.

2) El **circuito secundario** comprende:

a) El *arrollamiento secundario.*

b) El *distribuidor,* que reparte la corriente de alta tensión a cada uno de los cilindros según el orden de encendido.

c) La *bujía,* que produce la chispa en la cámara de combustión.

La **magneto** reúne en sí tanto el circuito primario como el secundario, a excepción, naturalmente, de la bujía y del cable que conduce la corriente. Refiriéndonos a la figura 253, las partes principales que la componen son: el *imán permanente* (1), en acero al tungsteno, o al cromo, o al cobalto, o, en las construcciones más modernas, al aluminio-níquel, que suministra el flujo magnético; el *inducido rotativo* (2); el *ruptor* (3); el *distribuidor* (4); el *condensador* (5); entre los órganos auxiliares cabe mencionar el *interruptor de masa* (6) y el *pararrayos* (7), que hoy ya no se utiliza.

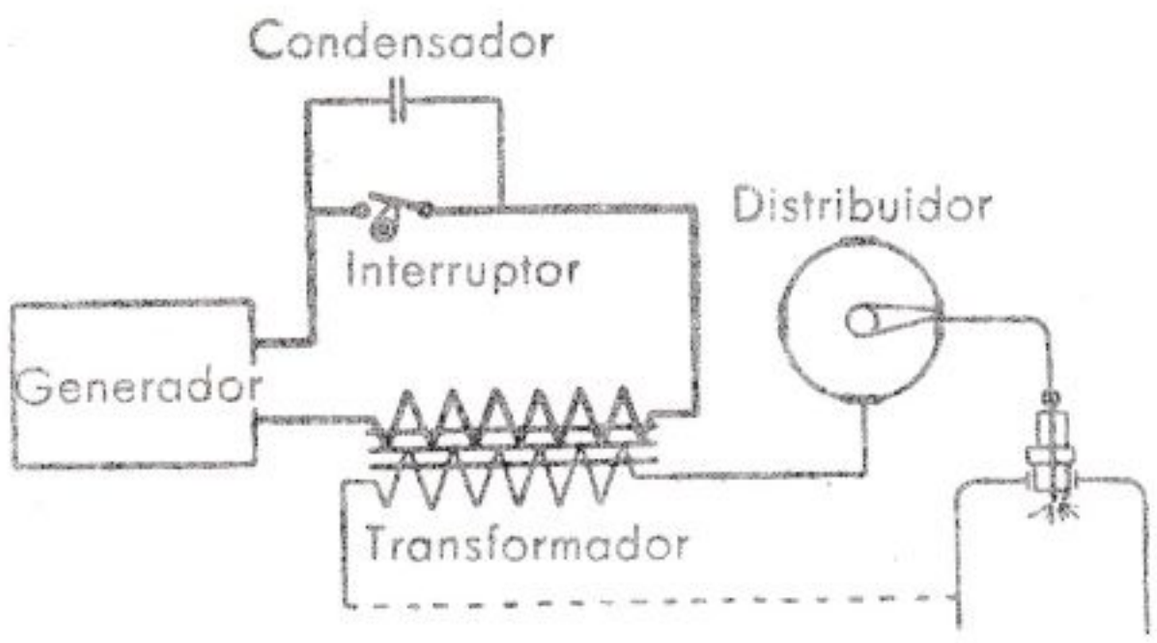


FIG. 252. — Esquema del circuito de encendido.

El **inducido rotativo** está constituido por un núcleo de hierro dulce en forma de doble T, sobre el cual van dispuestos los arrollamientos primario y secundario del transformador, que son los generadores de corriente. El *primario* está formado por un número relativamente escaso (de orden de centenas) de espiras, de hilo de cobre, de gruesa sección (diámetro del orden de milímetros); el *secundario* está constituido por muchas espiras (de 5 a 15.000), de hilo de cobre, de pequeña sección (del orden de décimas de milímetro). Una extremidad del circuito primario está unida a masa, y la otra, al martillo aislado del ruptor.

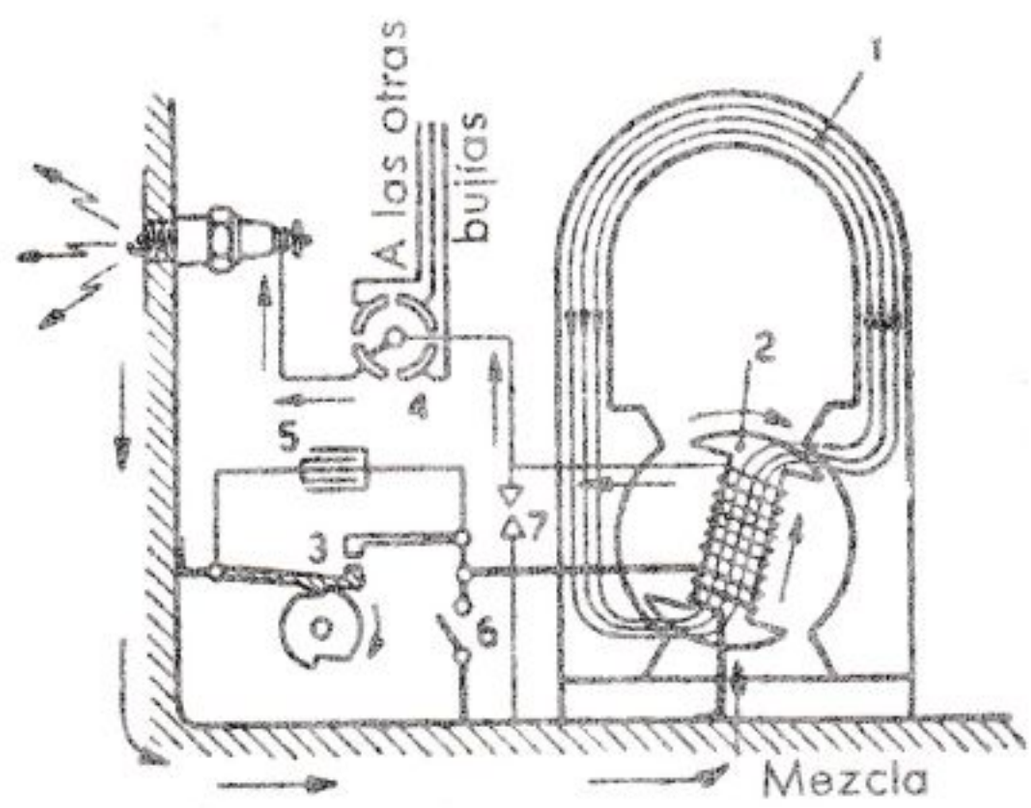


FIG. 253. — Esquema de encendido por magneto.

1, Imán permanente. — 2, Inducido rotante. — 3, Interruptor. — 4, Distribuidor. — 5, Condensador. — 6, Interruptor de masa. — 7, Pararrayos.

El secundario tiene una extremidad unida al primario y, por tanto,

a masa por mediación de este último, y la otra, soldada a un anillo de cobre, el *colector*, sobre el cual se desliza un carboncillo que toma la corriente de alta tensión. A cada interrupción del primario, la tensión del secundario se eleva hasta el punto de hacer saltar la chispa entre los electrodos de la bujía (5.000-10.000 V.).

El **ruptor**, o *interruptor del primario* (fig. 253), está constituido por dos *piezas* portadoras de los *contactos* (tungsteno, aleación de platino en algunos casos de magnetos de aviación), uno de los cuales es fijo y aislado de masa (el *yunque*), y el otro, móvil y unido a masa (el *martillo*): el conjunto está unido al inducido y gira con el mismo. La caja que los envuelve lleva dos resaltes que, al rozar con el martillo móvil, lo cambian de posición y hacen abrir el contacto, el cual, por lo regular, se

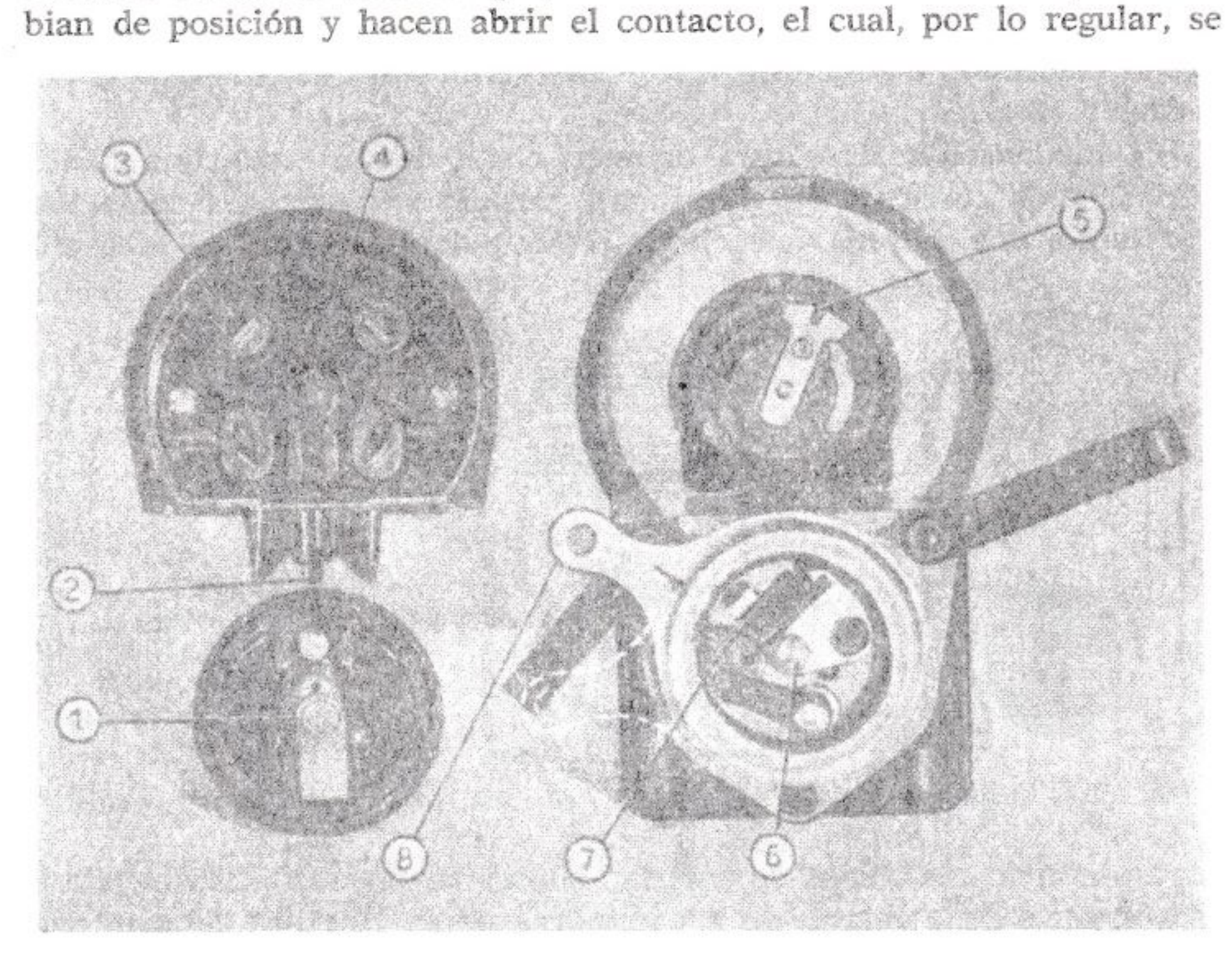


FIG. 254. — Magneto Marelli para autovehículo.

1, Escobilla de masa. — 2, Escobilla para toma de corriente del colector. — 3, Contactos para los cables de las bujías. — 4, Escobillas contacto con el distribuidor. — 5, Escobillas del distribuidor. — 6, Tornillo para fijar el rotor. — 7, Platinos del rotor. — 8, Leva de accionamiento del adelanto.

mantiene cerrado por la acción de un muelle. La interrupción del contacto ha de verificarse cuando la corriente en el primario alcanza el máximo valor. La mencionada caja puede rotar hasta cierto límite, a fin de permitir variar (operando con la mano o automáticamente) el *grado de adelanto*, gracias al cual se pretende hacer saltar la chispa respecto al P.M.S. La corriente recogida por el carboncillo (escobilla) en el colector es enviada al distribuidor.

El **distribuidor** (fig. 254) está constituido por un elemento fijo y otro móvil.

El primero es un bloque de material aislante que lleva unos sectores metálicos unidos cada uno de ellos a una bujía por medio de un cable. El segundo, rotativo, está constituido por un dedo de material aislante que lleva montado un carboncillo o escobilla, la cual, deslizándose sobre la caja fija, distribuye la corriente a los sectores. El movimiento de la escobilla se obtiene con un par de engranajes cuya relación de transmisión depende de la cantidad de bujías y del número de polos de la magneto permanente.

La escobilla rotativa puede ser sustituida por una especie de lanceta que no está en contacto con la caja fija; en este caso, la corriente pasa de esta lanceta a los sectores metálicos por un salto de chispa y no por contacto directo.

El **condensador** sirve para obtener, como hemos visto, una rápida variación de corriente en el primario cuando se abren los contactos; por tanto, una elevada tensión en el secundario, la cual es necesaria

FIG. 255. — Magnetos de inducido rotativo, de imán rotativo, de hierro rotativo.

para producir una chispa de potencia adecuada. Además, absorbiendo la mayor parte de la energía de la extracorriente de abertura del primario, mejora el comportamiento de los contactos del ruptor. A éste lo forman hojas de estaño alternando con láminas de papel aislante.

El **pararrayos** (no empleado actualmente), puesto en derivación con el secundario, tiene por objeto impedir sobretensiones dañosas en los aislamientos en el caso de interrupción del circuito secundario por defectos en los cables o en la bujía.

El **interruptor de masa,** al permitir poner en cortocircuito el primario, sirve para suprimir el encendido y parar así el motor.

Los diversos tipos de magnetos pueden agruparse en dos categorías: **magnetos de inducido rotativo** (hoy caídas en desuso), a las que pertenece el tipo anteriormente descrito, y **magnetos de inducido fijo** (figura 255).

Estas últimas pueden ser de *imán rotativo* o de *hierro rotativo*. En las magnetos de hierro rotativo están fijos o bien el imán o bien el inducido, y el rotor consiste en dos sectores de hierro dulce que giran en el entrehierro comprendido entre los polos del imán y la extremidad del núcleo del inducido: los movimientos angulares de los dos sectores cierran más o menos el circuito magnético e inducen corriente en el inducido. Las magnetos de inducido fijo tienen la ventaja de no someter a solicitaciones dinámicas las delicadas partes que componen el circuito eléctrico de alta tensión.

Las magnetos se distinguen también por el número de chispas que producen por cada giro del rotor: hay magnetos de 2, 4, 6, 8 y hasta

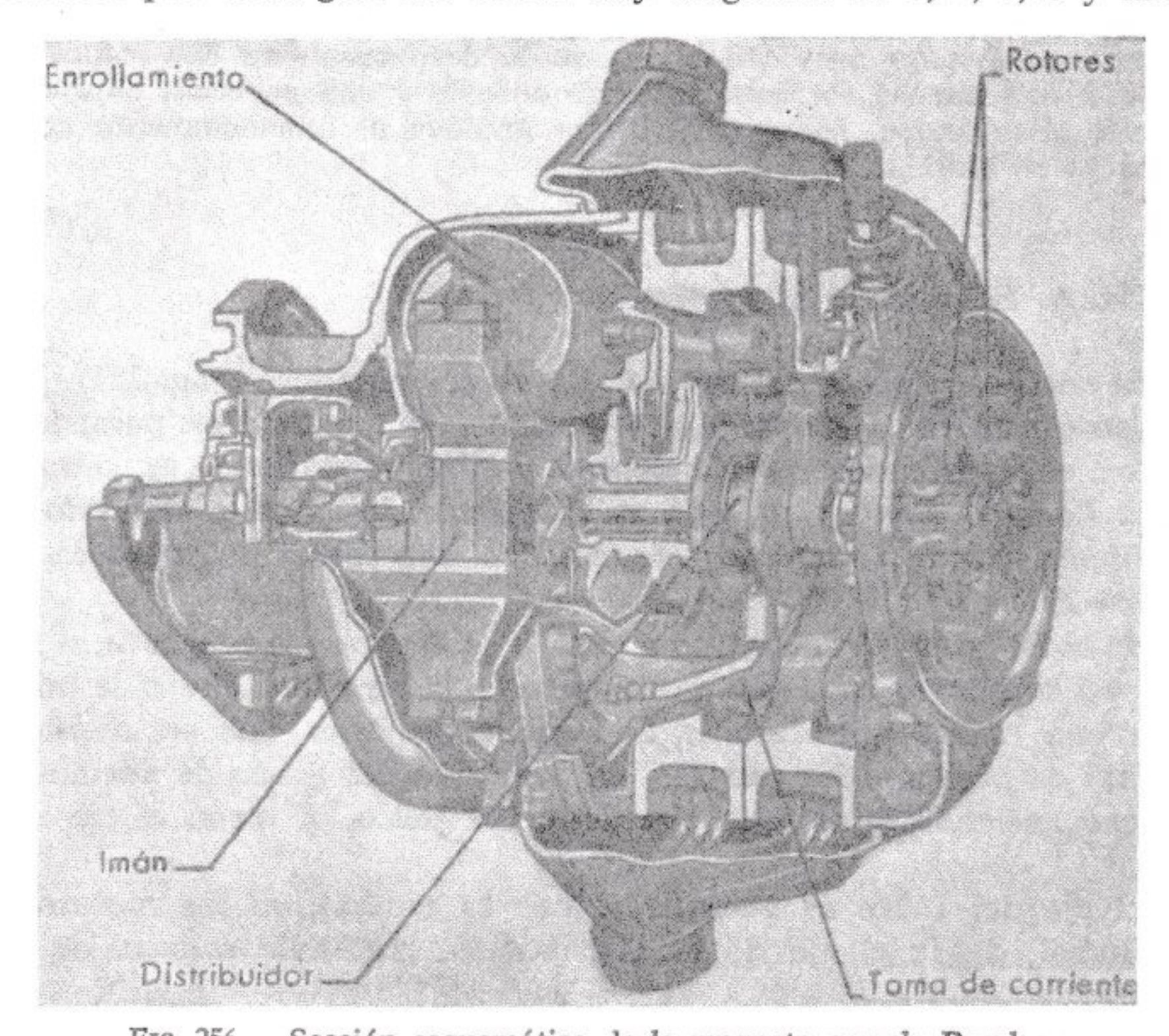


FIG. 256. — Sección esquemática de la magneto gemela Bosch.

12 chispas por giro. Los tipos comúnmente usados son de 2 y 4 chispas; los de 4 y más chispas por giro se emplean especialmente en los motores de aviación.

Un elevado número de chispas es necesario para las aplicaciones en los motores de muchos cilindros y de elevadísima velocidad de régimen. Como la cantidad de chispas por giro depende del número de expansiones polares, para obtener una elevada cuantía de chispas son más aptas las magnetos de inducido fijo.

Sobre un motor con un número i de cilindros, una magneto de indu-

cido rotativo que tiene i_e expansiones polares, tiene que ser montada con la siguiente relación de transmisión respecto al eje motor:

$$\tau = \frac{n}{n_m} = \frac{i_e h}{2 i},$$

en la cual, n indica el número de revoluciones del motor; n^m el de la magneto, y h el número de tiempos.

Algunas magnetos aplicadas en autovehículos con arranque a mano, están provistas de un *arrancador de disparo:* éste consiste en un dispositivo de muelle aplicado al inducido que, cargándose cuando el motor gira a bajísimo régimen, se dispara provocando un rápido desplazamiento del inducido y, por ello, una intensa corriente en el secundario y una poderosa chispa que permite el arranque. Masas centrífugas impiden el funcionamiento con el motor ya en marcha.

XVIII. 6. Encendido por batería y Delco

La energía se toma de una *batería* de acumuladores (fig. 257), generalmente mantenida en carga por una dínamo montada en paralelo. El ruptor, el distribuidor y el condensador están reunidos en un complejo único llamado *Delco* (fig. 258); el transformador está constituido por la *bobina de inducción,* o *carrete metálico,* que forma un órgano aparte (figura 259).

En el Delco, contrariamente a cuanto se tiene en la magneto, el martillo del ruptor no gira, sino que está fijo a la envuelta; el eje de mando lleva una *rampa* que durante la rotación produce, con su resalte, el cambio de posición del martillo. La variación del grado de adelanto se obtiene haciendo girar todo el cuerpo del Delco en torno al eje de la rampa.

El eje del Delco es gobernado, por lo general, en los motores de automóvil, desde el eje de la distribución, mediante engranajes helicoidales.

Igual que en la magneto, la variación del adelanto puede ser obtenida operando con la *mano* o *automáticamente.* El segundo sistema se ha generalizado sobre los automóviles y se consigue mediante un pequeño regulador centrífugo. Esta variación por medio centrífugo es a veces integrada por una variación de adelanto dirigida por la depresión en la aspiración del motor mediante una membrana y adecuadas palancas.

Independientemente del grado de adelanto, la apertura del ruptor ha de verificarse en el instante más favorable del ciclo. El conjunto de operaciones necesarias para sincronizar durante el montaje el movimiento del eje motor con el del Delco o magneto se llama «*puesta a punto*».

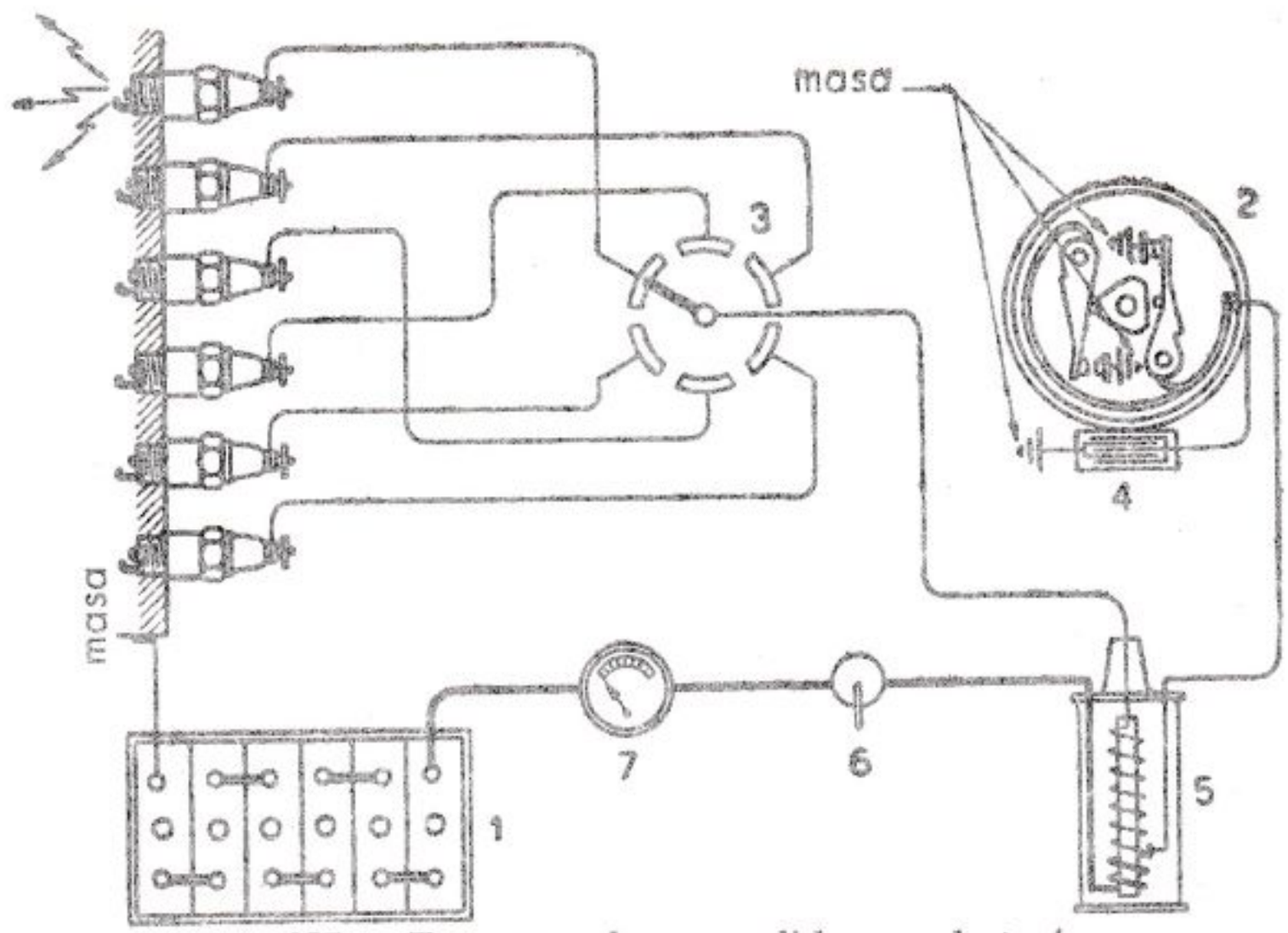


FIG. 257. — Esquema de encendido por batería.

1, Batería. — 2, Rotor. — 3, Distribuidor. — 4, Condensador. — 5, Bobina. — 6, Interruptor. — 7, Amperímetro.

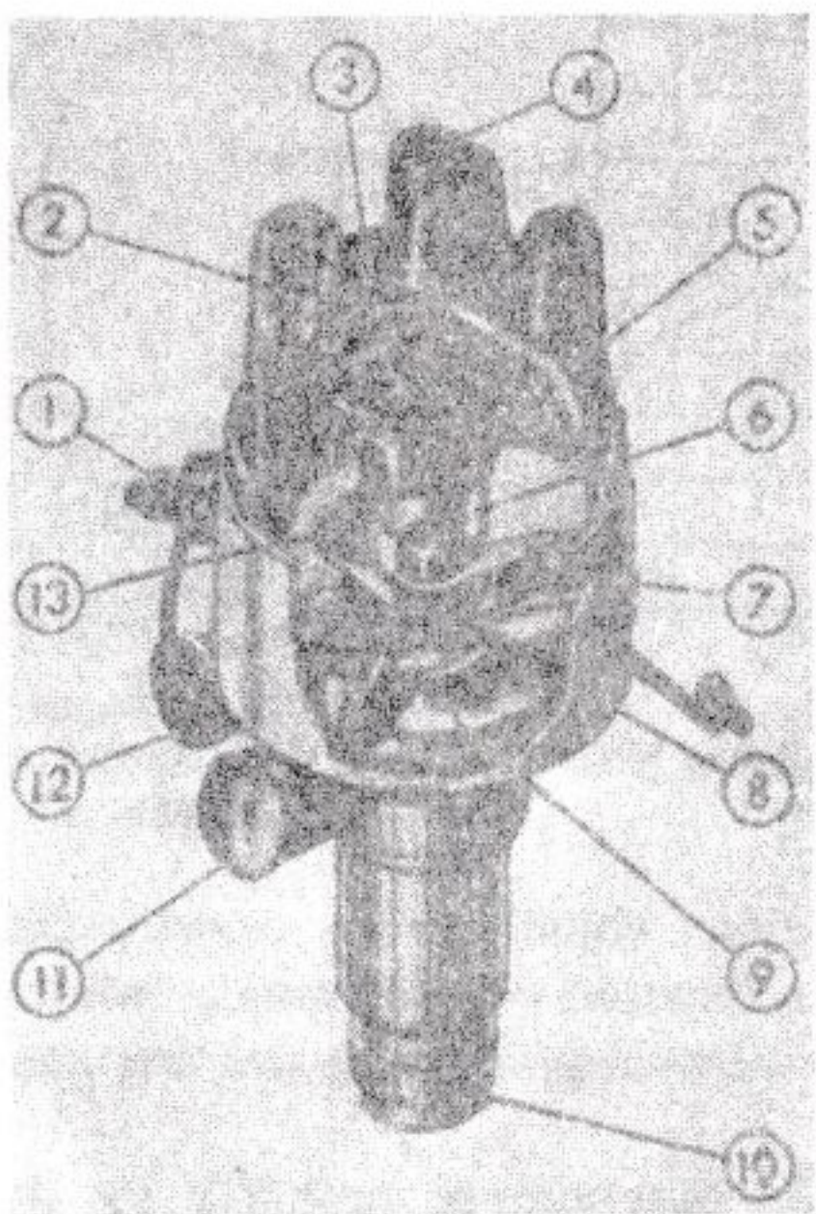


FIG. 258. — Cabeza de Delco.

1, Borne de baja tensión. — 2, Toma corriente cable bujía. — 3, Escobilla distribuidora. — 4, Toma cable alta tensión. 5, Tapa del distribuidor. — 6, Eje con 4 camones. — 7, Rotor con platinos. — 8, Caja del distribuidor. — 9, Masa centrífuga. — 10, Acoplamiento del eje de accionamiento. — 11, Engrasador. — 12, Condensador. — 13, Martillo del rotor.

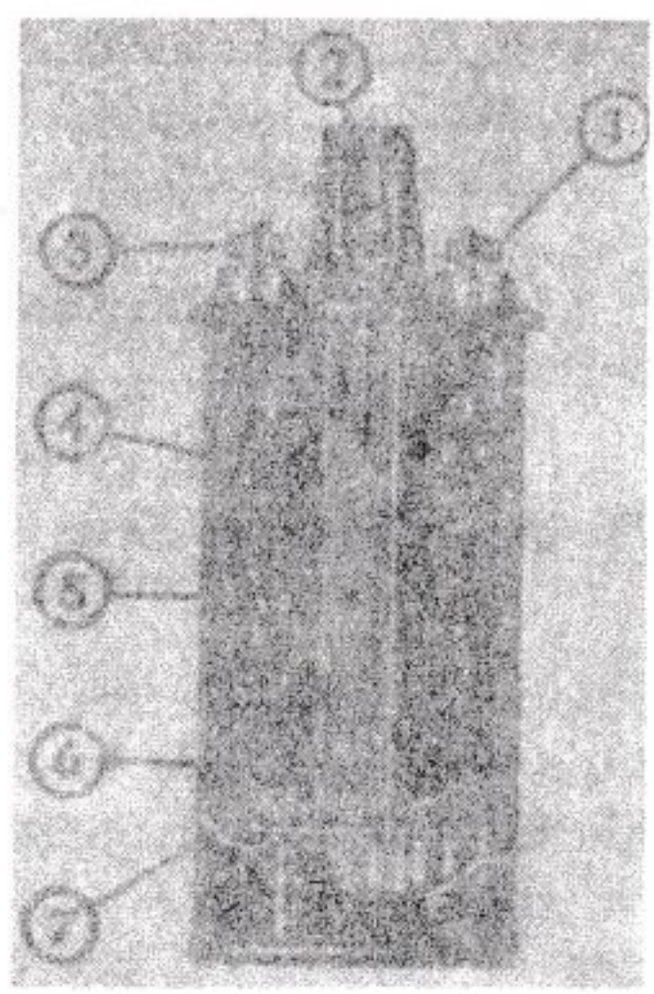


FIG. 259. — Bobina para encendido Delco.

1, Borne cable baja tensión al rotor. — 2, Toma corriente alta tensión. — 3, Borne cable baja tensión batería. — 4, Enrollamiento primario. — 5, Enrollamiento secundario. — 6, Núcleo de hierro dulce. — 7, Mástique aislante.

XVIII. 7. Comparación y aplicaciones de los dos sistemas de encendido

Desde el punto de vista de la seguridad e independencia de funcionamiento, la magneto es superior al sistema de batería por hallarse ésta expuesta a deteriorarse con el tiempo y porque requiere un entretenimiento continuo. Por otra parte, en las instalaciones ya dotadas de batería y dínamo para la consecución de otros fines, tales como iluminación, arranque, etc., no es racional añadir una magneto, ya que la batería puede cumplir la función de encendido con simplificación técnica y económica de la instalación eléctrica.

Por ello, el encendido por batería es preferido en los autovehículos normales, mientras que la magneto se aplica cuando es necesaria la máxima independencia de funcionamiento (aviación) y en aquellos casos en que no es necesaria la batería para otros cometidos (por ejemplo, coches de carreras).

Desde el punto de vista puramente eléctrico (la figura 260 muestra

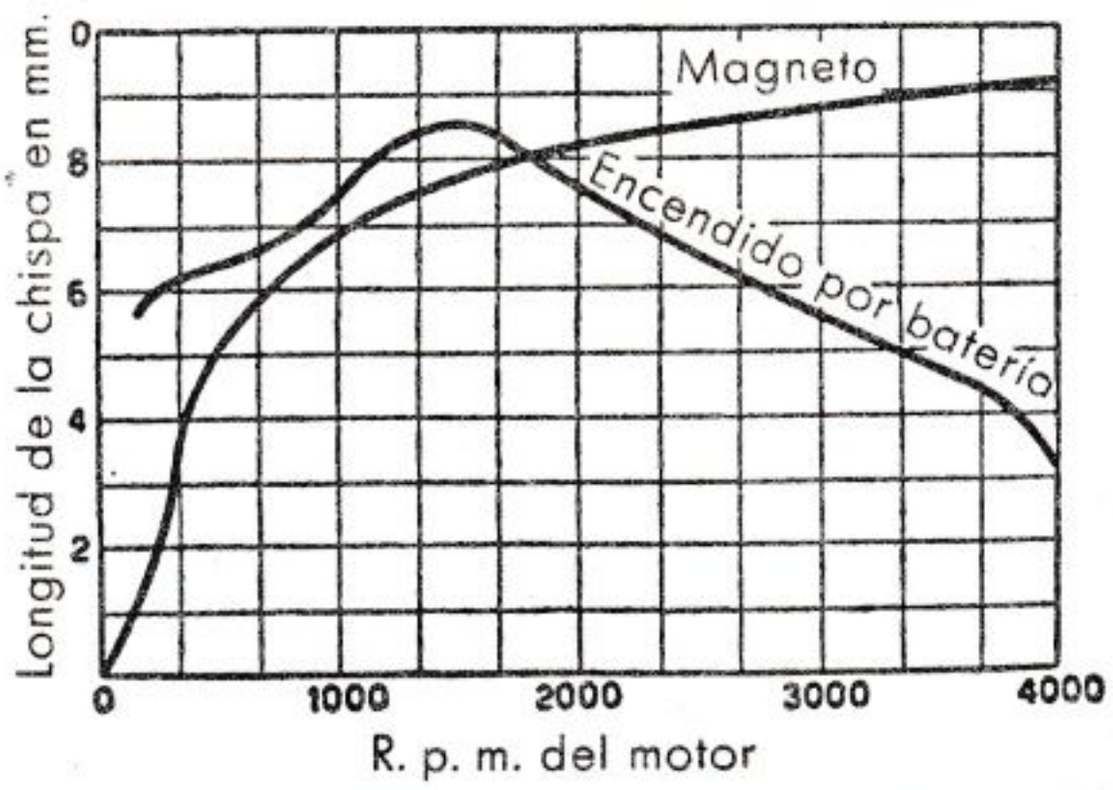


FIG. 260. — Comportamiento de la magneto y del Delco al variar el régimen.

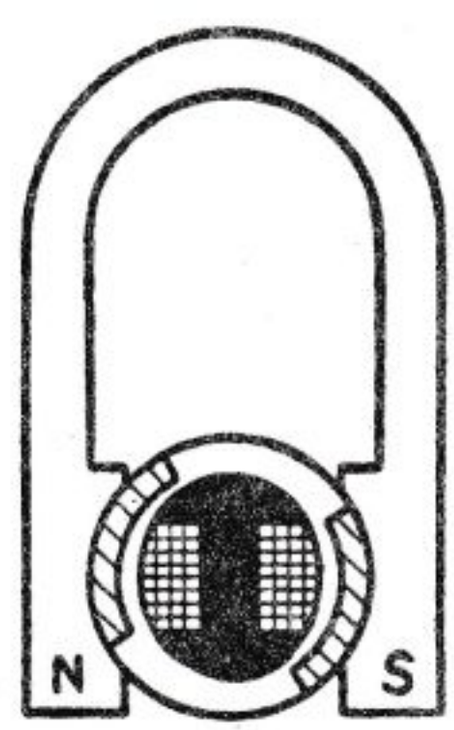


FIG. 261. — Magneto con desplazador de campo.

el comportamiento de los dos sistemas considerados expresamente en cuanto a la longitud de la chispa en función del régimen), resulta clara la superioridad de la magneto en los altos regímenes, y del sistema Delco en los bajos y medios.

Ésta es otra razón por la que la magneto se aplica a los motores para carreras, mientras que en los motores de automóviles normales se prefiere el sistema de batería, particularmente en consideración a la facilidad de arranque.

En cuanto a la variación del adelanto, hay que resaltar que la magneto suministra una chispa de intensidad variable al cambiar el grado de adelanto porque la chispa salta en posiciones distintas del inducido respecto a las expansiones polares, mientras que la batería asegura una

intensidad independiente del adelanto. Eso confirma la conveniencia de adoptar el encendido por batería en la autotracción, y el de magneto en la aviación (motores de régimen con el adelanto casi constante). Este inconveniente de la magneto puede eliminarse con el dispositivo indicado en la figura 262: las masas de hierro se hacen girar, al variar el adelanto, con la caja del ruptor, para que coincida la interrupción del primario con la posición de máxima variación de flujo.

Por lo que respecta al montaje, la superioridad está de parte del Delco por su menor volumen, mayor facilidad en la colocación y el menor esfuerzo que requiere para su movimiento.

Resumiendo todo lo dicho, resulta en conclusión:

1) En los *autovehículos normales* está generalizado el sistema de batería: actualmente, más del 90 % de los vehículos con motor de encendido por chispa está equipado con este sistema.

2) En los *motores de aviación* se usa la magneto, y particularmente del tipo de cuatro o más chispas por giro, en consideración al gran número de cilindros.

3) En los *coches de carreras,* en las *motocicletas* y en típicos *vehículos militares* se emplea todavía la magneto.

XVIII. 8. Volante generador magneto

Una magneto particular, muy usada en los motores de motocicleta de 2 tiempos es la constituida por el *volante-magneto* realizado según el esquema de la figura 262. El volante del motor lleva los imanes permanentes y gira exteriormente al circuito inducido *A,* del todo análogo al de una magneto normal. Otros dos circuitos *B,* acoplados en paralelo, constituyen el inducido de un alternador cuya corriente se aprovecha para la instalación eléctrica del vehículo, directamente o mediante un rectificador y una batería. El empleo de materiales magnéticos de ele-

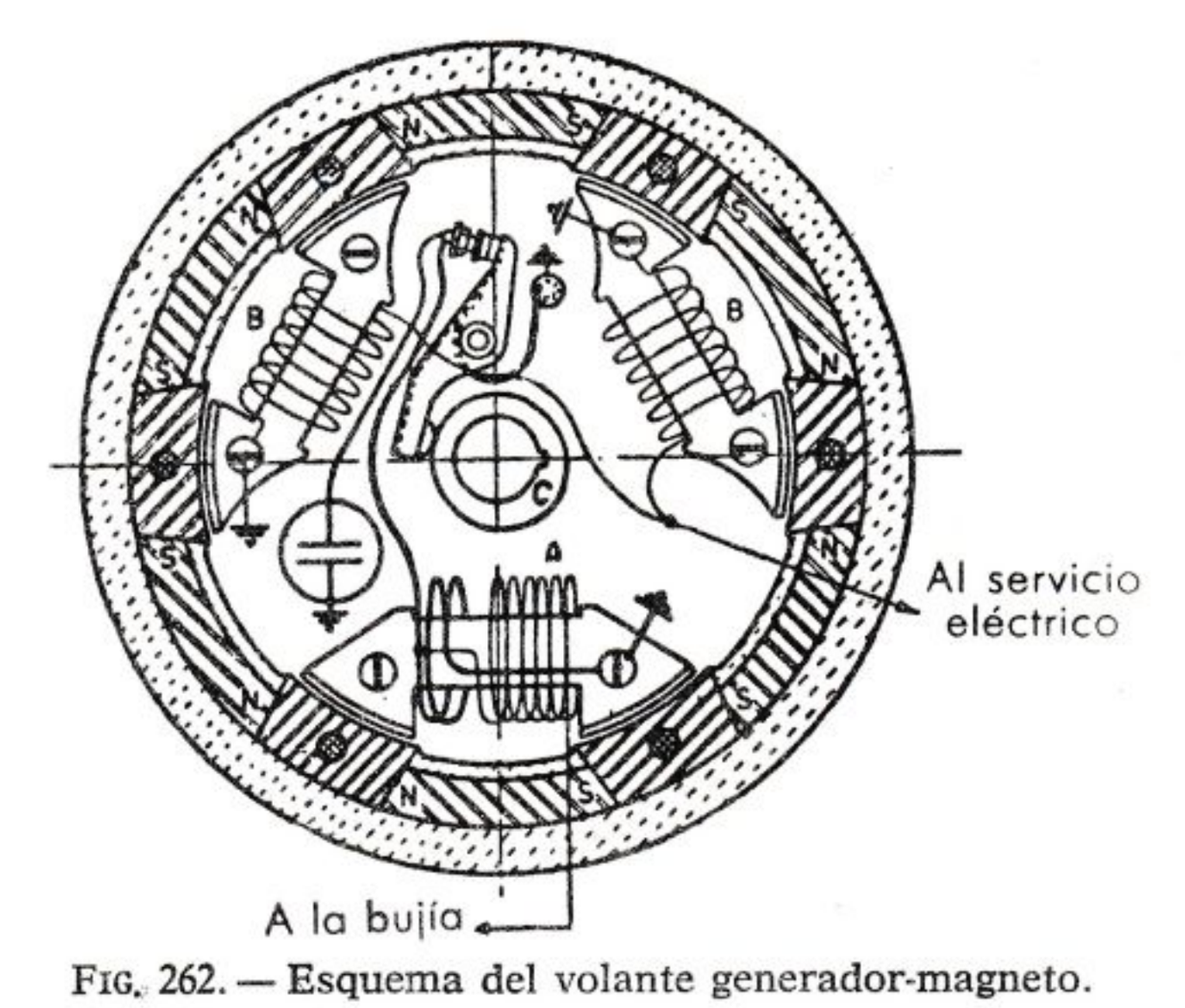


FIG. 262. — Esquema del volante generador-magneto.

vada fuerza coercitiva (aceros Al-Ni y Al-Ni-Co) permite disponer en el volante un notable número de imanes con la ventaja de aumentar la frecuencia y la potencia del alternador. En la figura 262 son seis los imanes, los cuales, unidos entre sí por fundición en aluminio, constituyen el volante.

El volante generador-magneto se usa para motores monocilíndricos de 2 tiempos, porque, girando a la misma velocidad del motor, puede suministrar una chispa por revolución. Si se aplica en motores monocilíndricos de 4 tiempos, habrá de girar a la mitad de velocidad, lo cual reducirá la potencia de la chispa y la suministrada por el alternador; o bien tendrá que estar provisto de un distribuidor que gira a la mitad de velocidad, lo que complicaría la construcción privando al conjunto de su característica de simplicidad y economía.

Un generador-magneto del tipo representado en la figura podría dar seis chispas por giro si el eje *C* estuviese provisto de seis camones; podría, por tanto, alimentar un 6 cilindros de 2 tiempos, o un 12 cilindros de 4 tiempos, siempre que se dotara al sistema de un oportuno distribuidor.

XVIII. 9. Bujías

La bujía tiene por objeto conducir la corriente de alta tensión al interior del cilindro y producir la chispa. Está constituida por (fig. 263):

1.° *Un vástago a,* formado por dos partes de distinto material (aleación de níquel, la que constituye el *electrodo aislado* y se prolonga hasta cerca de la mitad de la bujía; latón, la parte restante) y unido, mediante un cable aislado, al distribuidor.

2.° *Un cuerpo b* de acero, muy a menudo formado por dos piezas roscadas, que se adapta al motor también por rosca. Los diámetros comunes para esta última son de 14 y 18 mm.

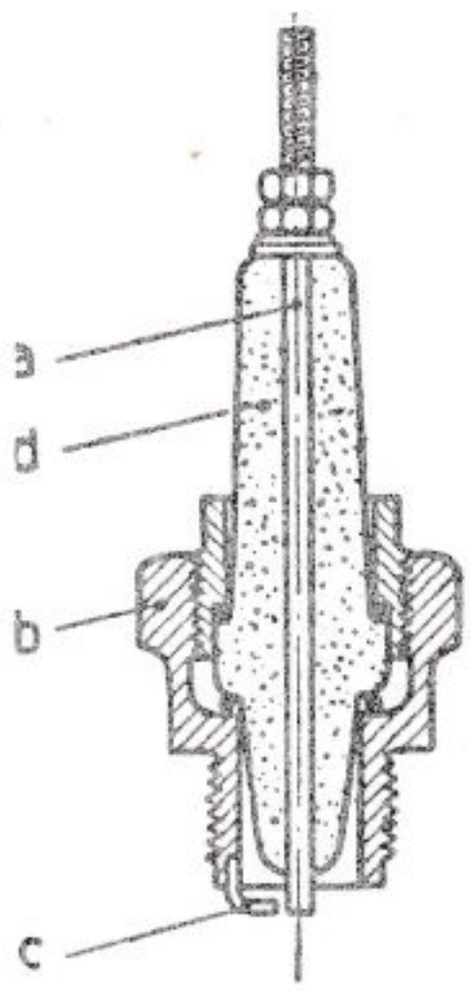


FIG. 263. — Esquema de la bujía de encendido.

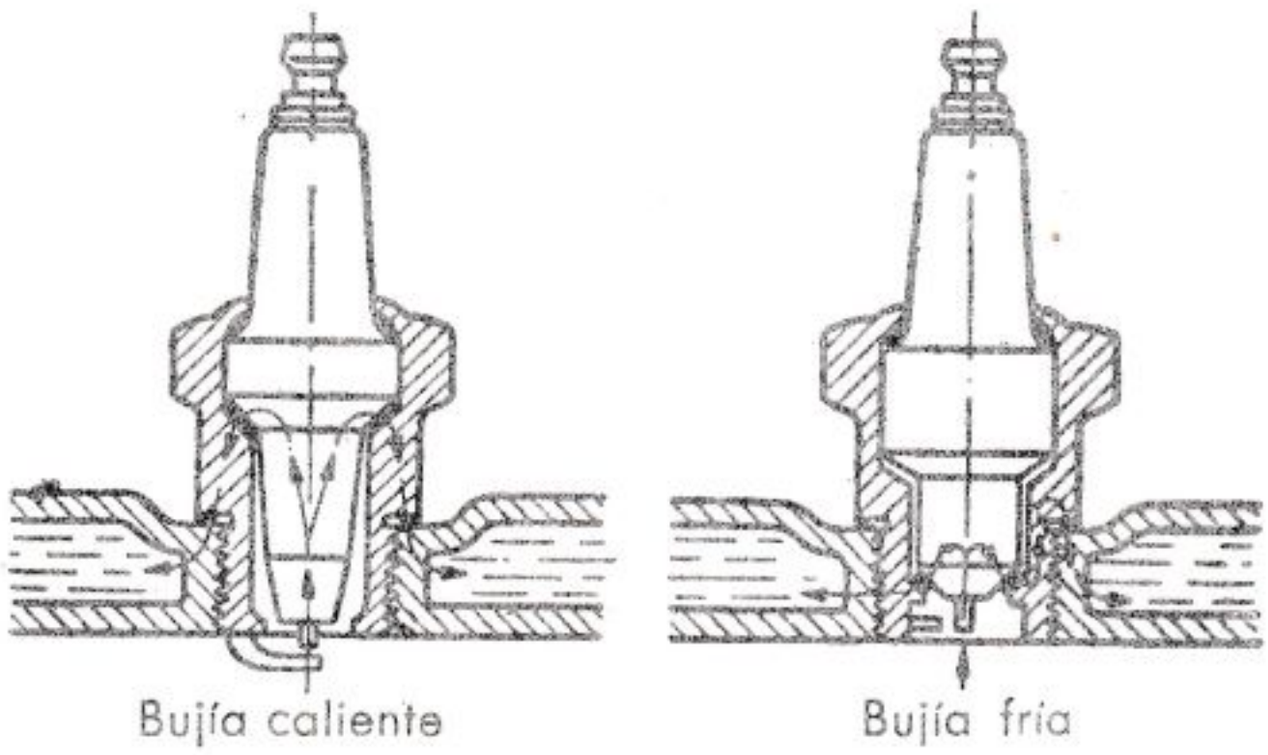


FIG. 264. — Disipación del calor en la bujía.

3.° *Uno o más electrodos de masa c* (en general, de níquel o de aleación de níquel), sujetos al cuerpo *b* (la distancia entre los electrodos de masa y el que está aislado es del orden de 0,5 mm).

4.° *Un material aislante d,* que rodea el vástago central y está fijo al cuerpo.

Una bujía tiene que ser valorada tomando como base las siguientes características:

a) *Estanca a la presión:* la estanqueidad se asegura, entre cuerpo y asiento, mediante una arandela de cobre; entre cuerpo y aislador, con anillos del mismo material, y entre aislador y vástago, por medio de materiales adecuados.

b) *Resistencia del material aislante a las solicitaciones mecánicas, eléctricas y térmicas.* Los aislantes más comúnmente empleados pertenecen a dos categorías: *los de mica y los de cerámica.* Los del primer grupo ya no se usan. A los del segundo pertenecen la *esteatita* —una variedad de talco [$H_2Mg_3(SiO_3)_4$] que puede trabajarse al torno—; el *silicato de aluminio:* Al_2SiO_5, y el *corindón sintético* (óxido de aluminio puro).

c) *Propiedad térmica:* para asegurar a la bujía un funcionamiento correcto, la temperatura de la parte situada en el interior del cilindro ha de oscilar entre 500 y 600° C. Las condiciones térmicas dependen, con todas sus consecuencias, de la relación entre la cantidad de calor

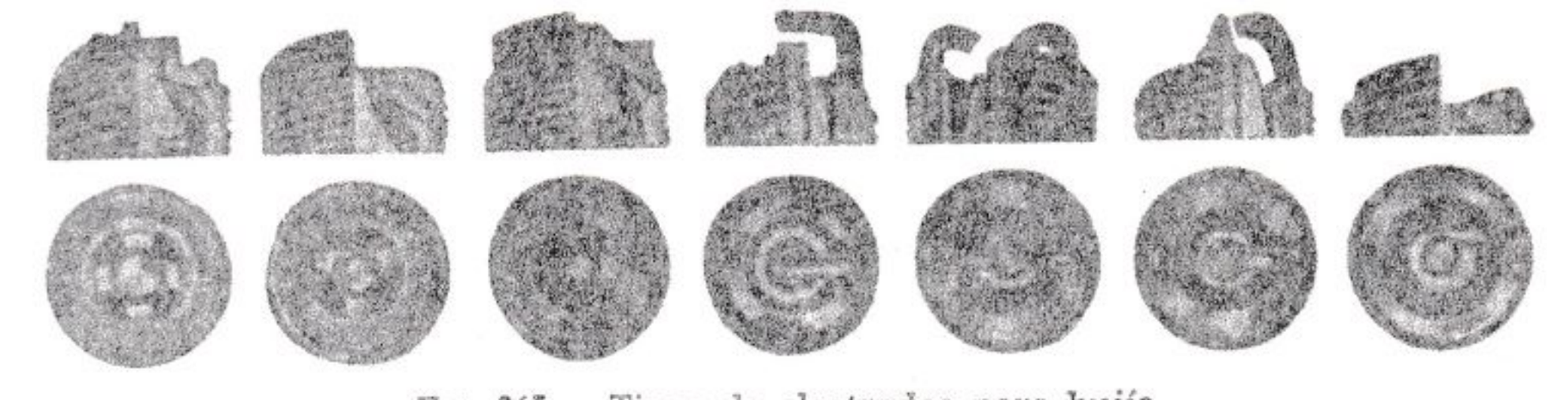


FIG. 265. — Tipos de electrodos para bujía.

absorbida y la cedida al exterior, es decir, de la aptitud para disipar el calor recibido. El índice de esta capacidad autorrefrigerante se llama *grado térmico;* como término de comparación se toma el tiempo que, en un motor determinado —todavía no unificado— necesita la bujía para alcanzar, desde que está fría, la temperatura que provoca el autoencendido. Las bujías de alto grado térmico se llaman *bujías frías;* las de baja propiedad autorrefrigerante, *bujías calientes.* Tomando como base esta clasificación se tiene toda una serie de bujías de comportamiento diferente en el motor (fig. 264).

Los dos principales inconvenientes que puede originar una bujía son el *ensuciamiento* y el *autoencendido.* El ensuciamiento sobreviene

cuando la temperatura de los electrodos resulta excesivamente baja (bujía demasiado fría), o bien por anormales condiciones de funcionamiento del motor, que origina la presencia de un exceso de aceite en la cámara de combustión.

En estas condiciones, el material aislante se recubre de depósitos carbonosos que causan disminución en el aislamiento y, por tanto, dispersión de partes de la energía suministrada por el sistema de encendido; en condiciones particularmente desfavorables se forma, entre los electrodos, un puente de depósitos carbonosos que ponen en cortocircuito la bujía.

El autoencendido es, por el contrario, producido por una causa opuesta, es decir, por una temperatura excesiva (bujía recalentada). Las bujías frías son aptas para motores de alta compresión y régimen; y, al revés, las calientes son adecuadas para los motores fríos.

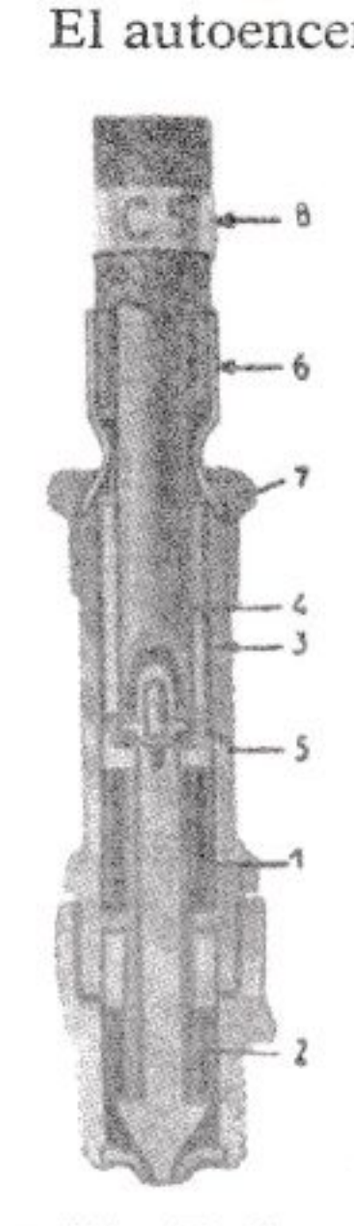


FIG. 266.—Bujía protegida para motor de aviación.

1, Protección (a masa) de la bujía. — 2, Aislante del electrodo central. — 3, Vaina aislante. — 4, Casquillo aislador del cable. — 5, Platillo terminal del cable. 6, Casquillo para fijar la protección de cable. 7, Tuerca para bloqueo del cable y de su protección. — 8, Anillas con marca para conexión del cable.

Sobre el funcionamiento de la bujía tiene notable importancia la distancia entre los electrodos. Es, por tanto, necesario verificar y corregir periódicamente el aumento de esta distancia (consumo de los electrodos), el cual se deriva tanto la disgregación termoeléctrica como de corrosiones por parte de sustancias químicamente activas contenidas en la mezcla combustible, tales como el azufre.

Para los efectos del desgaste presentan algunas ventajas las bujías de dos o tres electrodos de masa, porque el consumo está así repartido; pero son más propensas a un fácil ensuciamiento. En la figura 265 están representados los diversos tipos de electrodos.

Las bujías de común empleo son, por lo general, de un solo electrodo de masa.

Cada motor tiene que estar provisto de bujías adecuadas. La elección del tipo de bujía depende del tipo de motor, de su relación de compresión, de sus condiciones de funcionamiento, del combustible empleado y de la temperatura ambiente. Una bujía adecuada ha de tener, después de usada, la porcelana aislante de un color castaño en la proximidad del electrodo; si el color es pálido, indica que la bujía es demasiado caliente; el color negruzco (manchado de aceite), que es excesivamente fría.

A bordo de los aeroplanos y en los autovehículos espaciales, la existencia de aparatos de radio exige adoptar una protección antiparasitaria en el sistema de encendido, a fin de evitar disturbios de carácter radioeléctrico, que se derivan del circuito de alta tensión y se propagan a lo largo de los cables. Hay que tener presente que esta protección influye sobre el buen funcionamiento de las bujías y de la magneto o de la bobina; por ello, estas últimas (en igualdad de condiciones en la tensión de utilización) han de suministrar mayor energía. La magneto y la bobina se construyen con especial protección, y los cables, con un revestimiento de una o más

mallas metálicas. En la figura 266 está representado un tipo de cable protegido con su bujía respectiva.

XVIII. 10. Batería

Hacemos una breve referencia a las baterías de acumuladores que se usan en los autovehículos. Están alimentadas por un generador de corriente (dínamo o alternador), puesto en paralelo, y suministra la energía necesaria para el arranque, el alumbrado y servicios accesorios (radio, señales, pilotos, limpiaparabrisas, etc.), además del encendido.

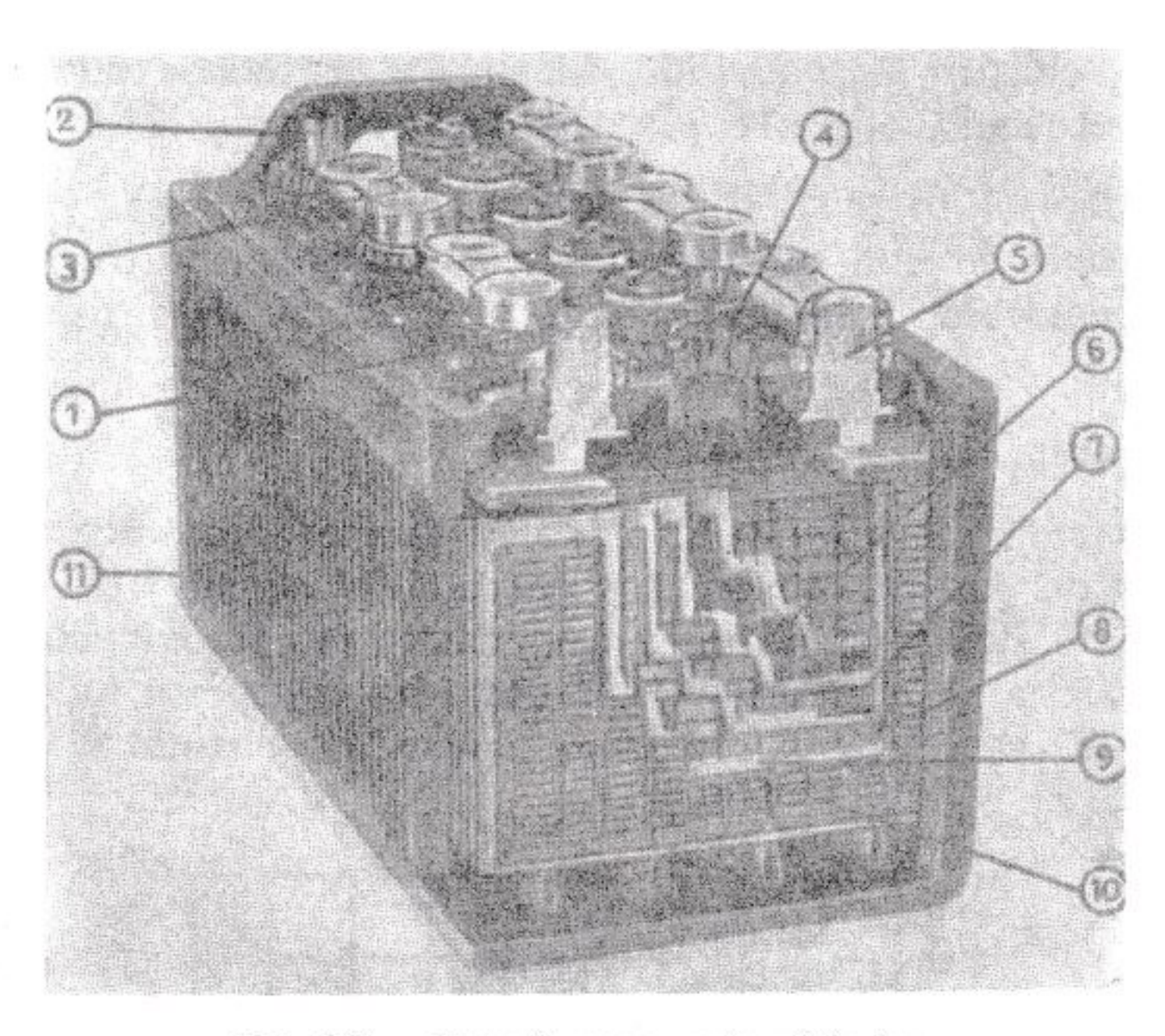


FIG. 267. — Batería para autovehículos.

1, Polo positivo. — 2, Polo negativo. — 3, Puente de conexión. — 4, Tapón respiradero. — 5, Colector de placas. — 6, Placa positiva (formada). — 7, Placa negativa (formada). — 8, Placa positiva (por formar). — 9, Separador de las placas. — 10, Rejilla de placa. 11, Vaso.

Las baterías tienen que responden a exigencias particulares; en consecuencia han de ser ligeras, compactas, insensibles a las acciones dinámicas, duraderas, de cómoda conservación y facilidad de carga. Los tipos de acumuladores actualmente empleados son *los de plomo* y *de hierro-níquel; los de plomo* son de grandes dimensiones y, con mucho los más usados.

Un **elemento de acumulador** para autotracción (tipo Faure) está constituido por los siguientes componentes (fig. 267):

a) *Dos grupos de placas (positivas y negativas):* cada placa (espesor entre 2,1 y 2,5 mm) consiste en una reja de plomo al antimonio,

sobre la cual va pegada una pasta. Para la placa *positiva,* la pasta es de minio (Pb_2O_4), y para la *negativa,* de litargirio (PbO). Sometidas al proceso electroquímico, las placas positivas resultan cubiertas de peróxido de plomo (PbO_2), de color negruzco, y las negativas, de plomo esponjoso; en tales condiciones están *formadas,* y el elemento, cargado.

La *masa activa* tiene tendencia a disgregarse y a desprenderse de las placas, especialmente de las positivas. Éstas se hallan interpuestas entre las negativas, las cuales limitan el paquete por el exterior; el número de las positivas es, por lo general, de 3 a 4, y el de las negativas, en consecuencia, de 4 a 5.

b) *Una serie de separadores* (por lo regular, de madera de cedro o de ebonita, cloruro de polivinilo, materiales sintéticos microporosos), que son intercalados entre las placas para impedir cortocircuitos.

c) *El electrolito,* en el cual están sumergidas las placas y los separadores. Consiste en una solución de ácido sulfúrico, de peso específico 1,28 a temperatura ordinaria cuando el elemento está perfectamente cargado.

d) *Un vaso.*

e) *Una cubierta* provista de tapones respiradores, que permite la libre salida del gas durante la carga, pero no el derrame del electrólito.

La tensión suministrada por un elemento es, aproximadamente, de 2 V.; la marcha de la carga y de la descarga lenta está indicada en la figura 268. El elemento se considera descargado cuando la tensión ha descendido por debajo de 1,75 V.

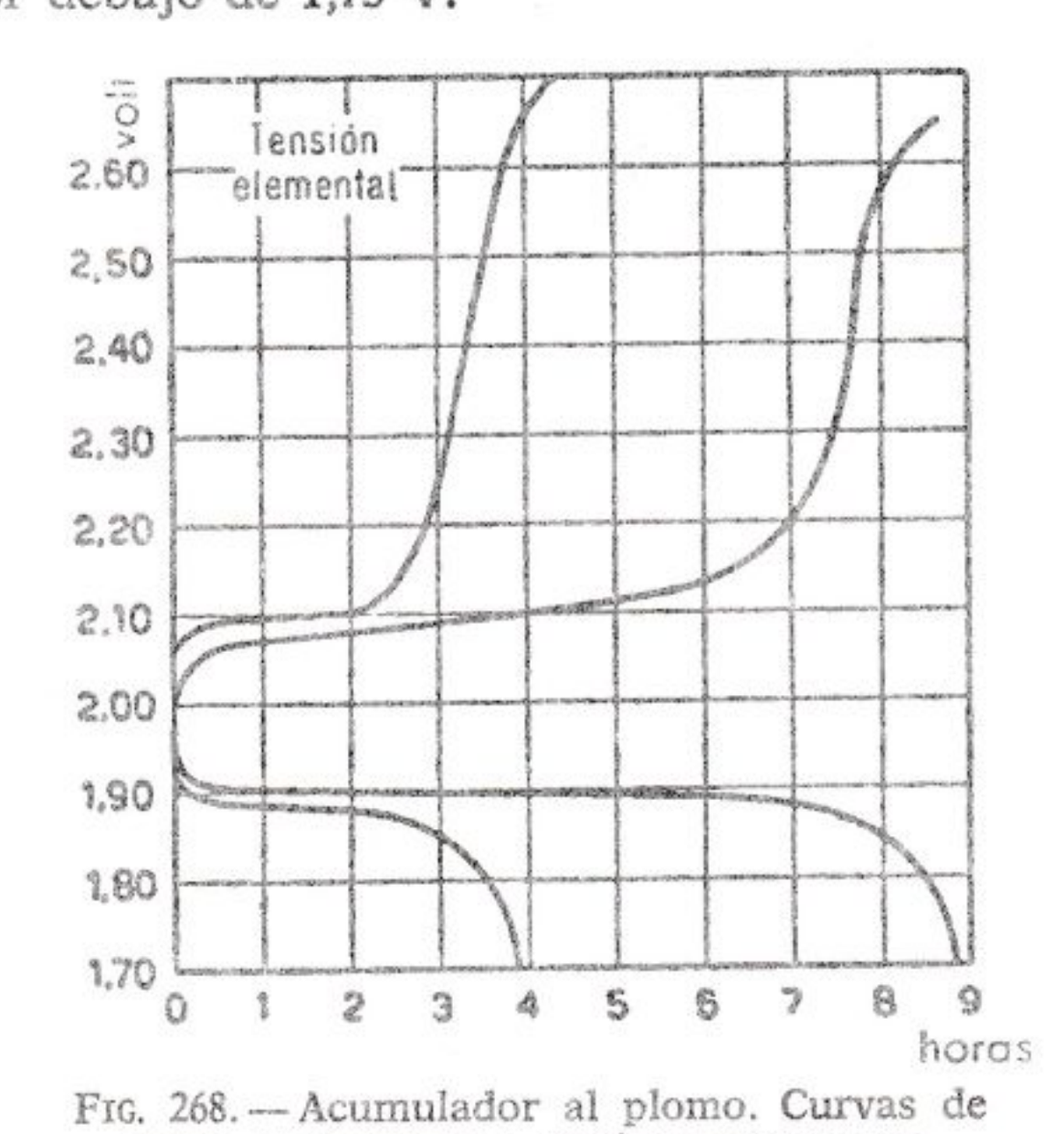


FIG. 268. — Acumulador al plomo. Curvas de carga y descarga a corriente constante.

Una **batería** resulta de la unión en serie, por medio de conexiones con plomo, de 3 ó 6 elementos en un vaso único, que para los automóviles es normalmente de ebonita, de una sola pieza y subdividido en tantas celdas como elementos ha de contener: ella suministra una tensión nominal de 6 a 12 V. El servicio de la batería se expresa por la *capacidad,* es decir, por el número de amperios-hora (Ah) que puede suministrar al circuito exterior durante la descarga, generalmente referida al régimen de 10 o de 20 horas.

Una buena batería ha de poder suministrar una corriente intensísima durante algunos minutos (descarga violenta para el arranque), sobre todo a baja temperatura, cuando las condiciones de arranque del motor térmico son las más difíciles. Hay que tener presente que la capacidad de la batería disminuye notablemente cuanto más violenta resulte la descarga y cuanto más baja sea la temperatura.

Las baterías de uso más corriente en Italia para automóviles y vehículos industriales están indicadas en la tabla XVI:

TABLA XVI

Voltios	Capacidad (Ah) (1)	Peso con electrólito (kg) (2)	Designación
12	32	13,8	12- 32
12	36	16,5	12- 36
12	40	18,5	12- 40
12	48	19,5	12- 48
12	50	20,5	12- 50
12	60	23	12- 60
12	92	40	12- 92
12	105	45	12-105
12	130	55	12-130
12	150	54	12-150
12	200	68	12-200
12	240 (2)	110	12-240

(1) En régimen de 20 horas. (2) En régimen de 10 horas.

La tensión nominal es, por lo regular, de 12 V. La capacidad nominal está generalmente comprendida entre 28 y 60 A h para los automóviles; entre 92 y 240 A h para camiones y autobuses. Estos últimos tienen normalmente dos baterías en serie, porque la tensión nominal de la instalación es de 24 V.

XVIII. 11. Entretenimiento de la batería al plomo

Para la carga existen especiales grupos constituidos por uno o más generadores de corriente continua o de un rectificador de corriente alterna: la duración de la carga se elige de modo que la corriente no sea excesivamente intensa (1/5 de la capacidad) y se reduzca gradualmente; como término medio, para una batería de automóvil, el tiempo necesario oscila en unas 10 horas.

Hay que señalar todavía que sobre los modernos autovehículos la nece-

sidad de la carga es casi nula, porque durante el funcionamiento se carga con el sistema generador-grupo de regulación.

Las normas de *entretenimiento regular* se pueden resumir como sigue:

1.° *Rellenar de agua destilada:* la batería consume exclusivamente agua destilada por la evaporación, ya que el ácido sulfúrico no se evapora. El agua destilada (de lluvia, de nieve o artificialmente preparada) se introduce por los tapones respiraderos: el nivel ha de rebasar algunos milímetros el borde superior de las placas.

2.° *Engrasar y apretar las tomas de corriente.* Para asegurar buenos contactos y, por tanto, un correcto funcionamiento, es conveniente inspeccionar de vez en cuando los bornes y protegerlos con vaselina.

3.° *Cargas:* señales de que la batería está descargada son la luz floja y rosada de las lámparas, la dificultad en el arranque y la disminución del peso específico del electrólito (de 1,28 desciende, aproximadamente, a 1,15 para la batería descargada).

El hecho de estar cargada se manifiesta y se conoce, no sólo por el aumento del peso específico y por el valor de la tensión, sino, además, por el desprendimiento de gas (hidrógeno y oxígeno electrolítico).

En el caso de largos períodos de inactividad es necesario desmontar la batería y ponerla en locales secos y, a ser posible, frescos y ventilados, pero no fríos. La batería ha de ser descargada y seguidamente recargada a fondo cada varios meses para evitar la *sulfatación*, es decir, la formación de extractos duros y cristalinos de sulfato de plomo (reconocibles por su color blanquecino), que siendo de difícil descomposición, no permiten las cargas sucesivas y, por tanto, la utilización de la batería. Un sistema más radical consiste, en vaciar compeltamente el electrólito y sustituirlo con agua destilada, teniendo siempre cuidado de untar los bornes y puentes con vaselina.

CAPÍTULO XIX

ÓRGANOS PRINCIPALES DE LOS MOTORES DE ENCENDIDO POR CHISPA

Por **órganos principales** entenderemos: el cilindro o el grupo de cilindros; la culata; la bancada; los pistones con sus correspondientes

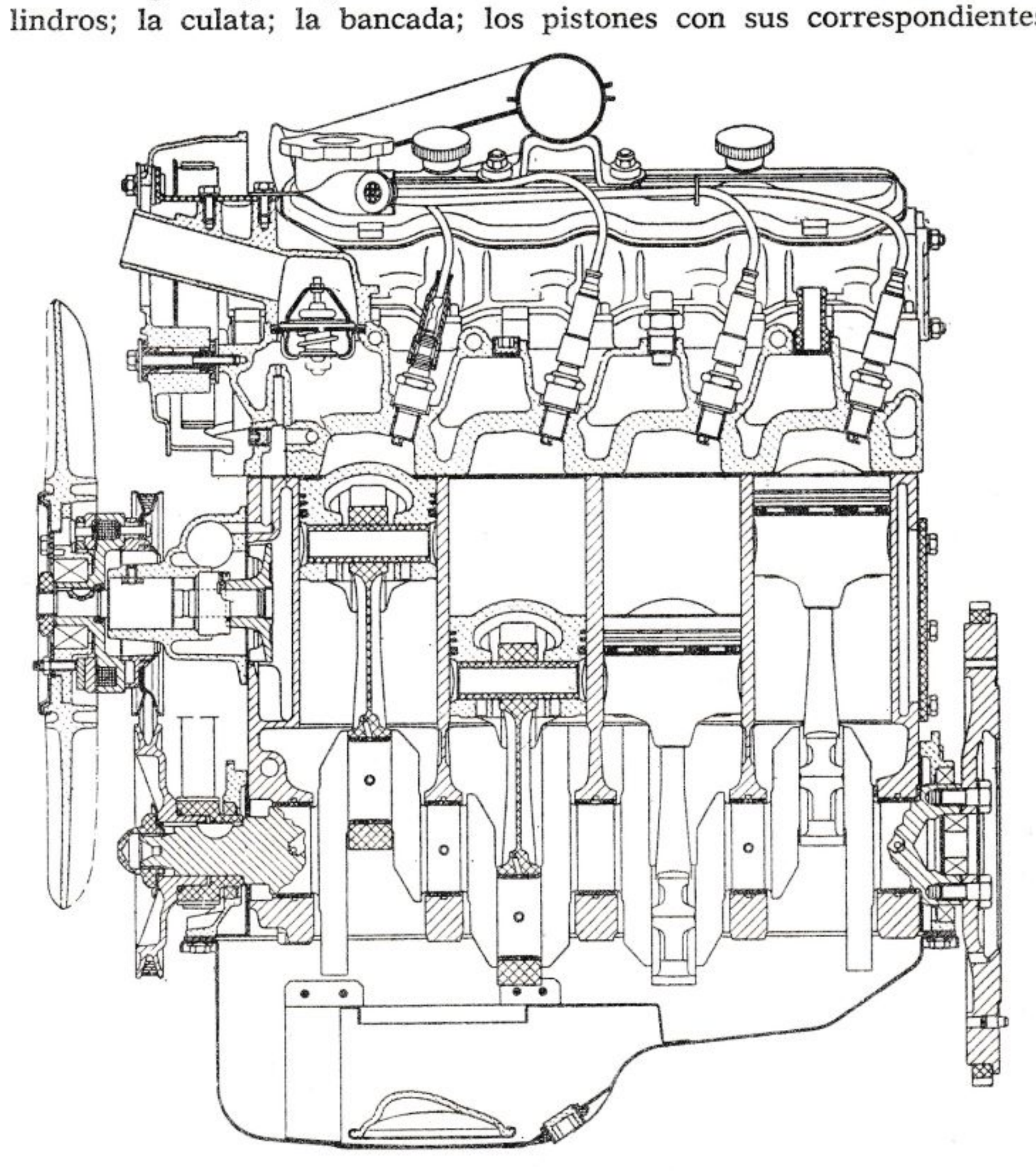


FIG. 269. — Sección longitudinal del motor de automóvil Fiat 125.

4 cilindros en línea, diámetro 80 mm, carrera 80 mm; cilindrada total 1.608 cm³; relación de compresión 8,8:1; potencia máxima 90 CV (DIN) a 5.600 r.p.m.; par máximo 12,9 kgm (DIN) a 3.800 r.p.m.; potencia específica 55,9 CV/litro (DIN).

aros y bulón; las bielas; el eje de cigüeñales, y el mecanismo de la distribución comprendido su accionamiento.

Por **grupos auxiliares** entenderemos aquellos que proporcionan la circulación de agua y de aceite lubrificante; aquellos que sirven para el arranque del motor; los filtros; los conductos, y otras partes accesorias.

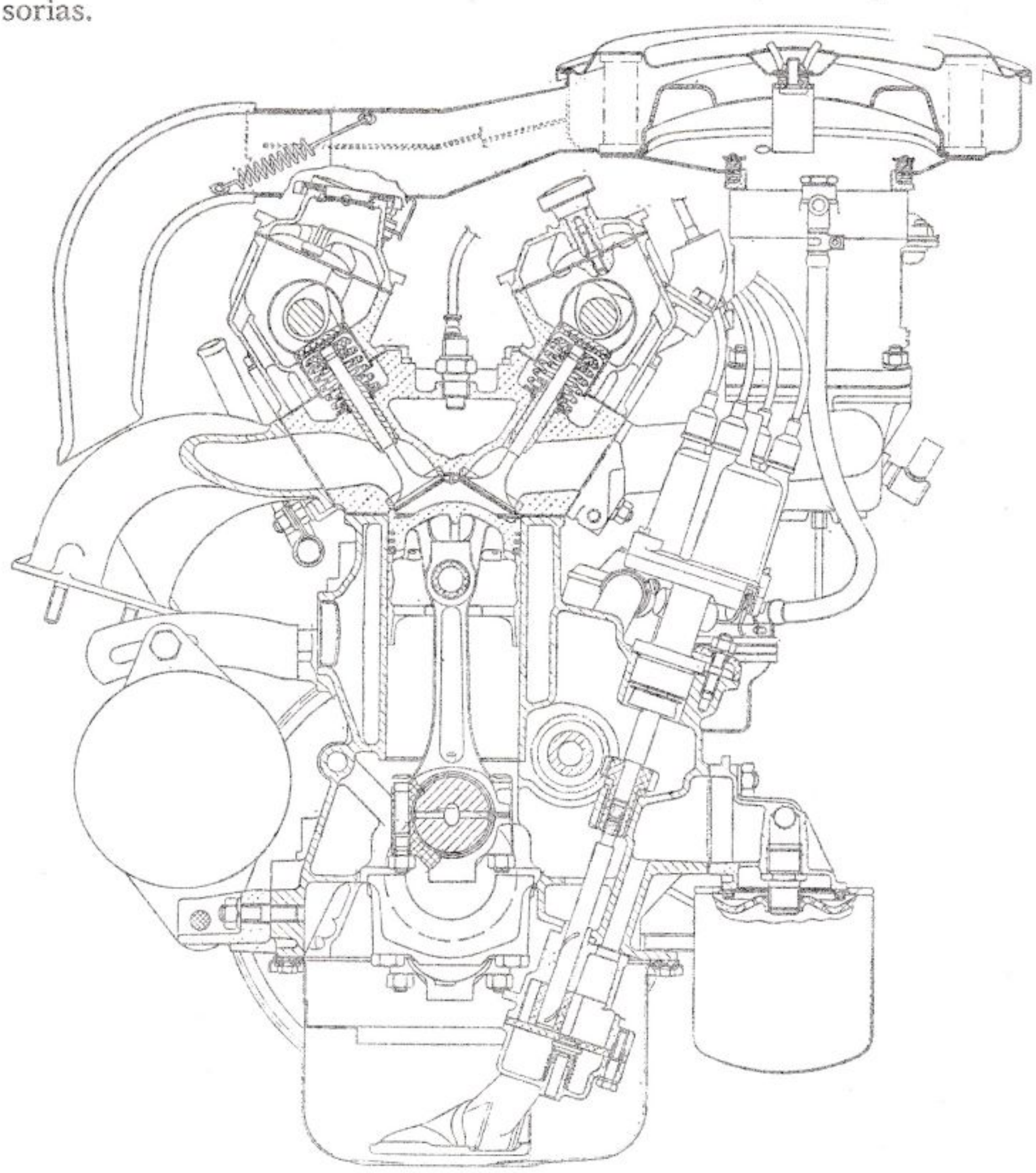


Fig. 270. — Sección transversal en un cilindro del motor para automóvil Fiat 125.

XIX. 1. Cilindros

En un principio los cilindros fueron construidos independientes unos de los otros; actualmente, en las aplicaciones automovilísticas y aeronáuticas, todos los cilindros dispuestos en un plano y que tengan los

ejes paralelos entre sí, se agrupan formando el *bloque de cilindros*. Se hace excepción de los motores refrigerados por aire en los cuales, a causa de las aletas, los cilindros están generalmente separados y los motores muy grandes (por ejemplo en las aplicaciones náuticas y ferroviarias), en las cuales no es conveniente tener bloques demasiado pesados y voluminosos para facilidad del montaje y del recambio. El material más adoptado para la construcción de los cilindros y del bloque de cilindros es la fundición.

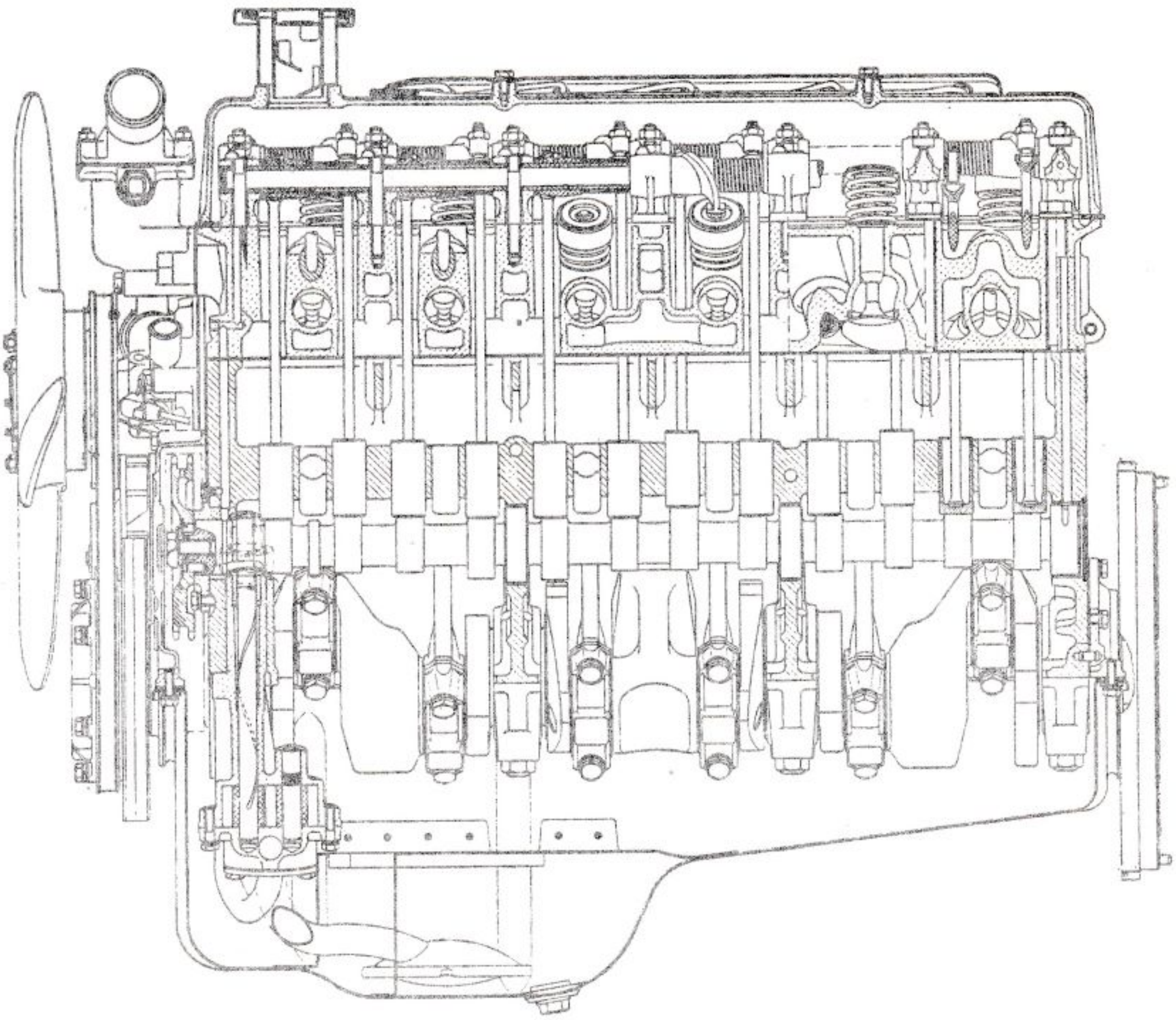


FIG. 271. — Sección longitudinal del motor de automóvil Fiat 2300.

6 cilindros en línea, diámetro 78 mm, carrera 79,5 mm; cilindrada total 2.279 cm³; relación de compresión 8,8:1; potencia máxima 102 CV (DIN) a 5.300 r.p.m.; par máximo 16,2 kgm (DIN) a 3.000 r.p.m.; potencia específica 44,8 CV/litro (DIN).

Las ventajas de la construcción en un bloque de cilindros comparadas con aquellas de cilindros separados son las siguientes:

1.° Disminución de la longitud total del motor.

2.° Aumento de la rigidez del motor.

3.° Simplificación de la refrigeración.

4.° Menor coste en la producción y mejor aspecto estético.

Como veremos en el párrafo siguiente, los cilindros pueden ser *con culata integral o independiente.*

Los bloques de cilindro son, salvo raras excepciones, del segundo tipo y pueden ser realizados en dos formas: con los cilindros verdaderos formando parte integral del bloque, o bien provistos de *camisas.*

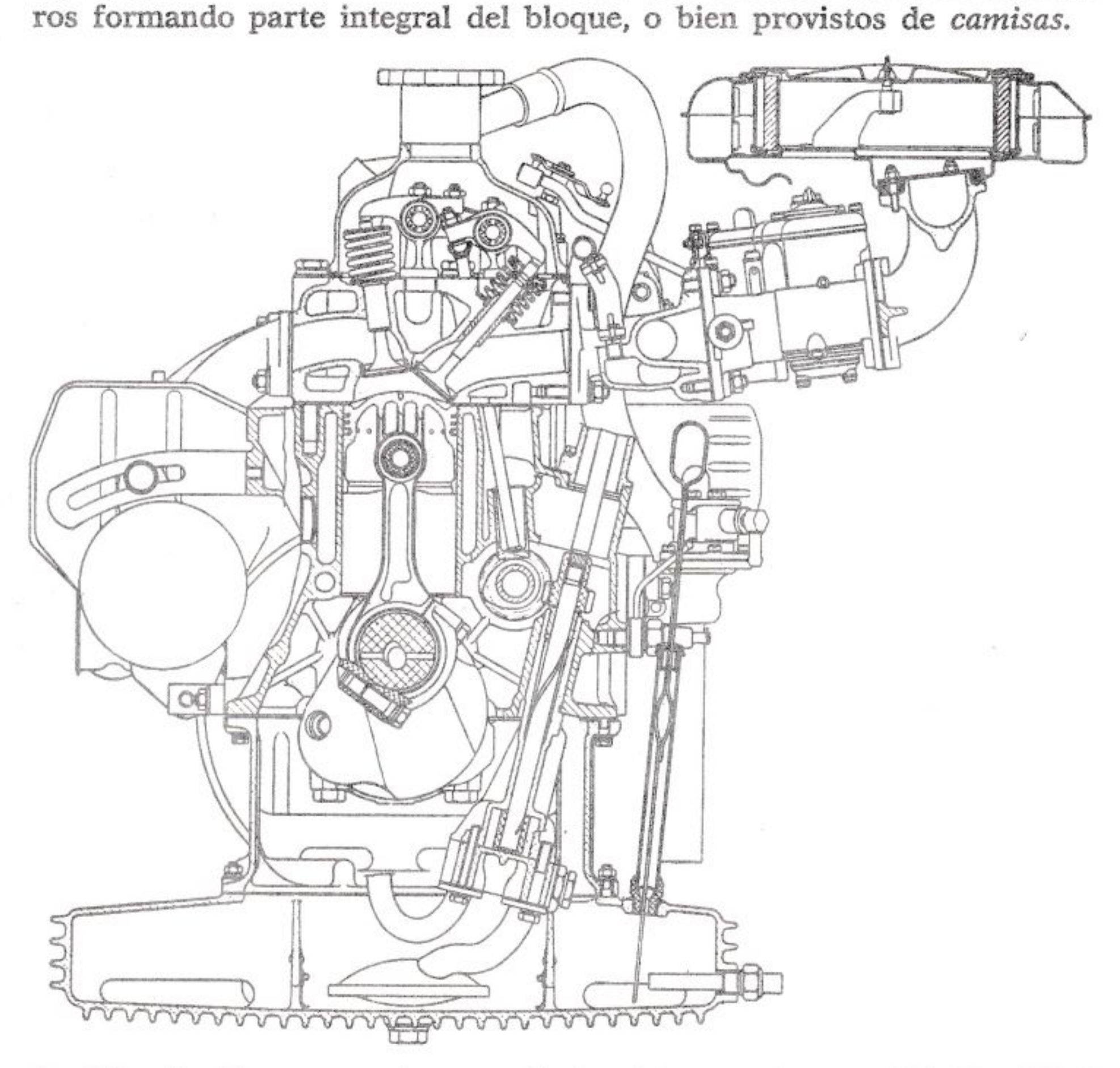


FIG. 272. — Sección transversal en un cilindro del motor de automóvil Fiat 2300 S Coupé.

6 cilindros en línea, diámetro 78 mm, carrera 79,5 mm; cilindrada total 2.279 cm³; relación de compresión 8,9:1; potencia máxima 130 CV (DIN) a 5.600 r.p.m.; par máximo 18 kgm (DIN) a 4.000 r.p.m.; potencia específica 57 CV/litro (DIN).

El *bloque de cilindros integral* (fig. 273) se usa sobre todo en los motores pequeños: cuando las válvulas son laterales comprende, además de los pasajes para el agua de refrigeración, parte de los conductos de aspiración y escape y los asientos de las guías de las válvulas.

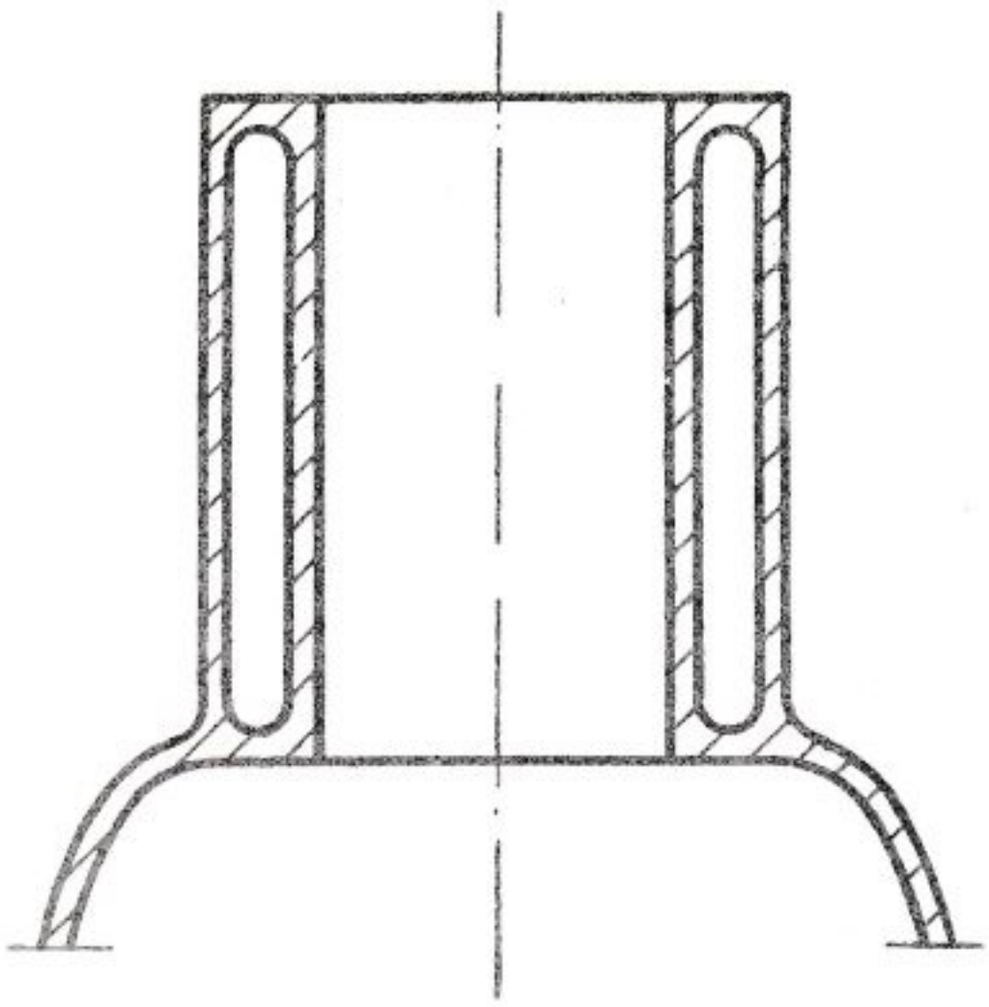


FIG. 273. — Cilindro integral.

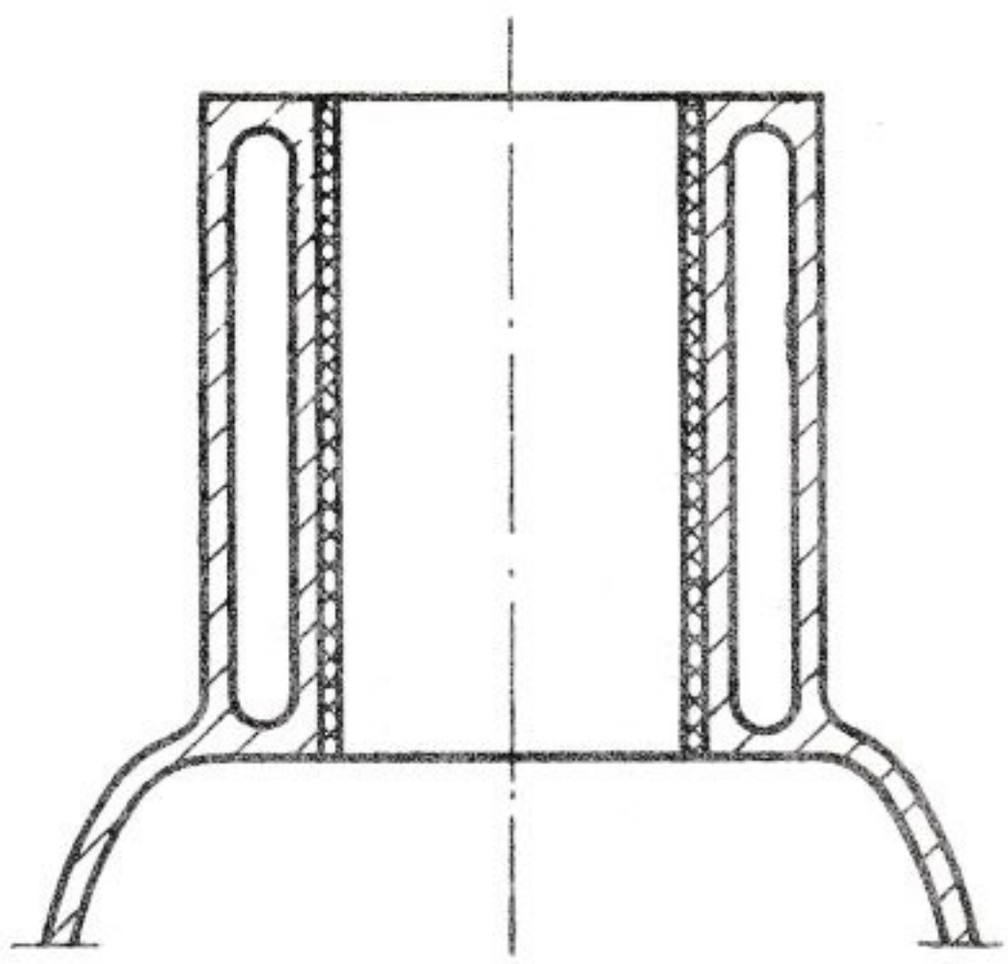


FIG. 274. — Cilindro con camisa seca.

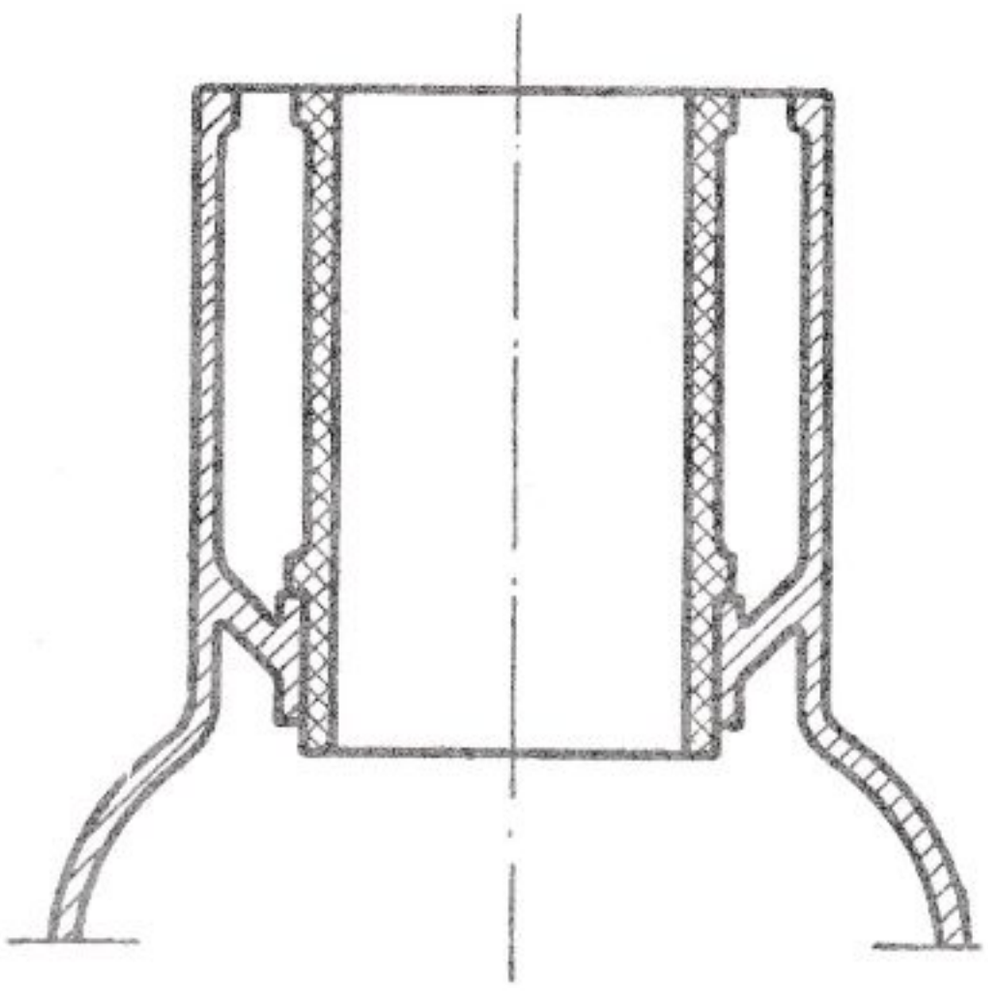


FIG. 275. — Cilindro con camisa húmeda

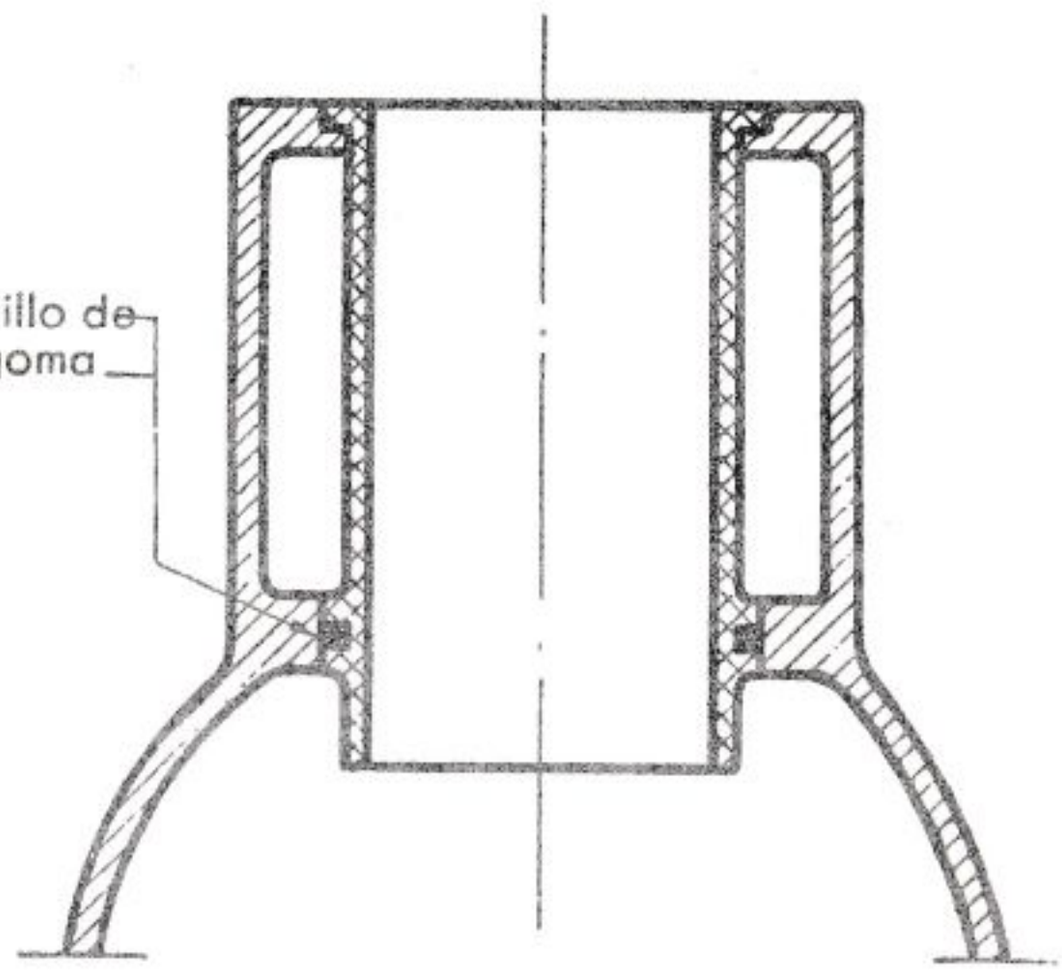


FIG. 276. — Cilindro con camisa húmeda y estanqueidad por medio de anillos de goma.

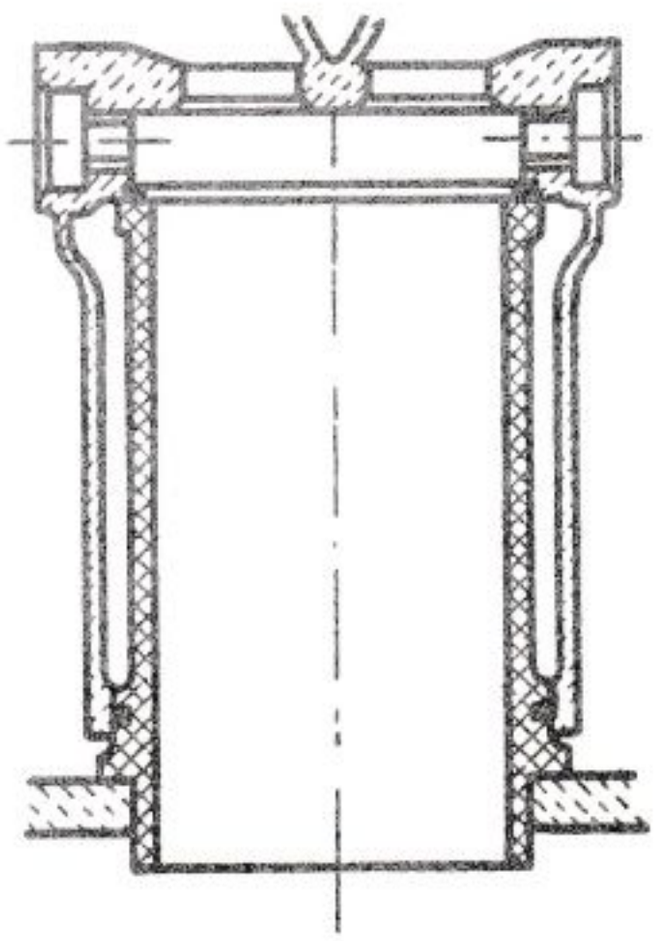


FIG. 277. — Cilindro con camisa humeda (tipo Rolls-Royce).

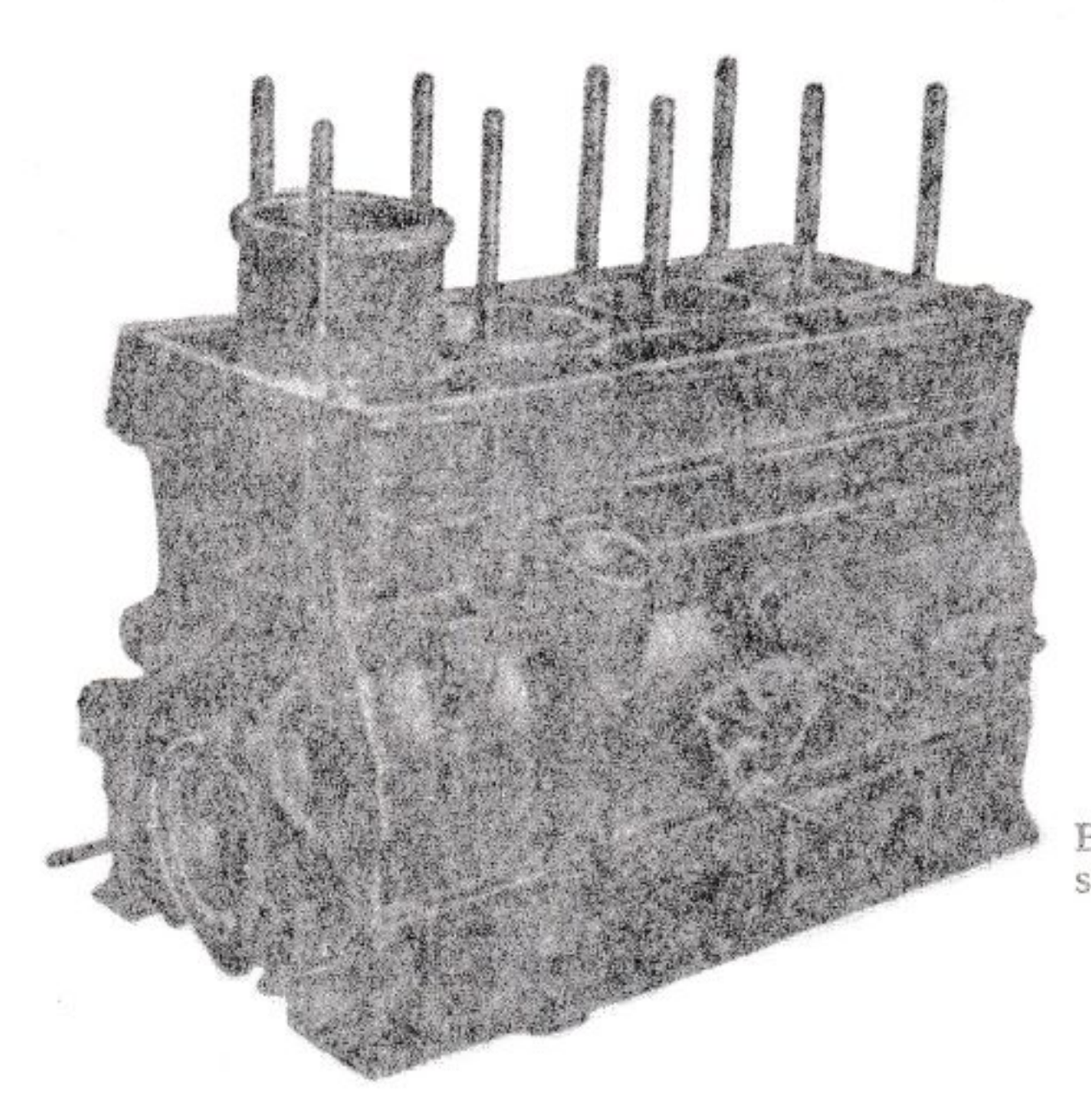


FIG. 278.
Bloque de cilindros con camisas húmedas (vista frontal).

Cuando es importante que el motor sea ligero, el bloque de cilindros se construye en aleación de aluminio. Como la técnica metalúrgica no ha encontrado todavía una solución segura que permita deslizarse al pistón directamente en contacto con una superficie de aluminio, se les montan camisas de fundición. Se adopta también el sistema de camisas a pesar de que el bloque sea de fundición, si se quiere tener la posibilidad de remplazar las camisas. Éste es el caso de los motores para tractores y camiones destinados a servicios pesados o a funcionar en ambientes polvorosos. Las camisas pueden ser: *camisas secas* (fig. 274) o *camisas húmedas* (figs. 275, 276 y 277).

La denominación de camisa seca y camisa húmeda proviene del hecho que en el primer caso la superficie externa de la camisa está en contacto que la fundición o la aleación de aluminio del bloque de cilindros, mientras que en el segundo caso está directamente bañada por el agua.

Con el empleo de camisas se tiene la ventaja de poder elegir para su construcción un material de gran dureza superficial y resistente al desgaste, como es la fundición centrifugada, la fundición tratada o el acero nitrurado. El bloque de cilindros sin camisa se construye en fundición de grano fino que se presta bien para la facilidad de la fundición y elaboración, y por sus particulares condiciones para ofrecer una superficie lisa que fácilmente se adapta, después del desgaste inicial, durante el rodaje, a la forma del pistón. Para mejorar la resistencia al desgaste se emplea una fundición al fósforo-manganeso, al níquel o al níquel-cromo-molibdeno.

En los motores de aviación refrigerados con aire (fig. 279) las camisas deben ser muy delgadas y al mismo tiempo resistir las mayores solicitaciones a las que está sujeto un monobloque, por ello son construidas en acero y completamente maquinadas también por su exterior; llevando por su parte baja el platillo de unión a la bancada y por su parte alta la rosca para su unión con la culata. En los motores para motocicleta los cilindros están, en general, fundidos en fundición gris y su unión con la culata se obtiene por medio de pernos.

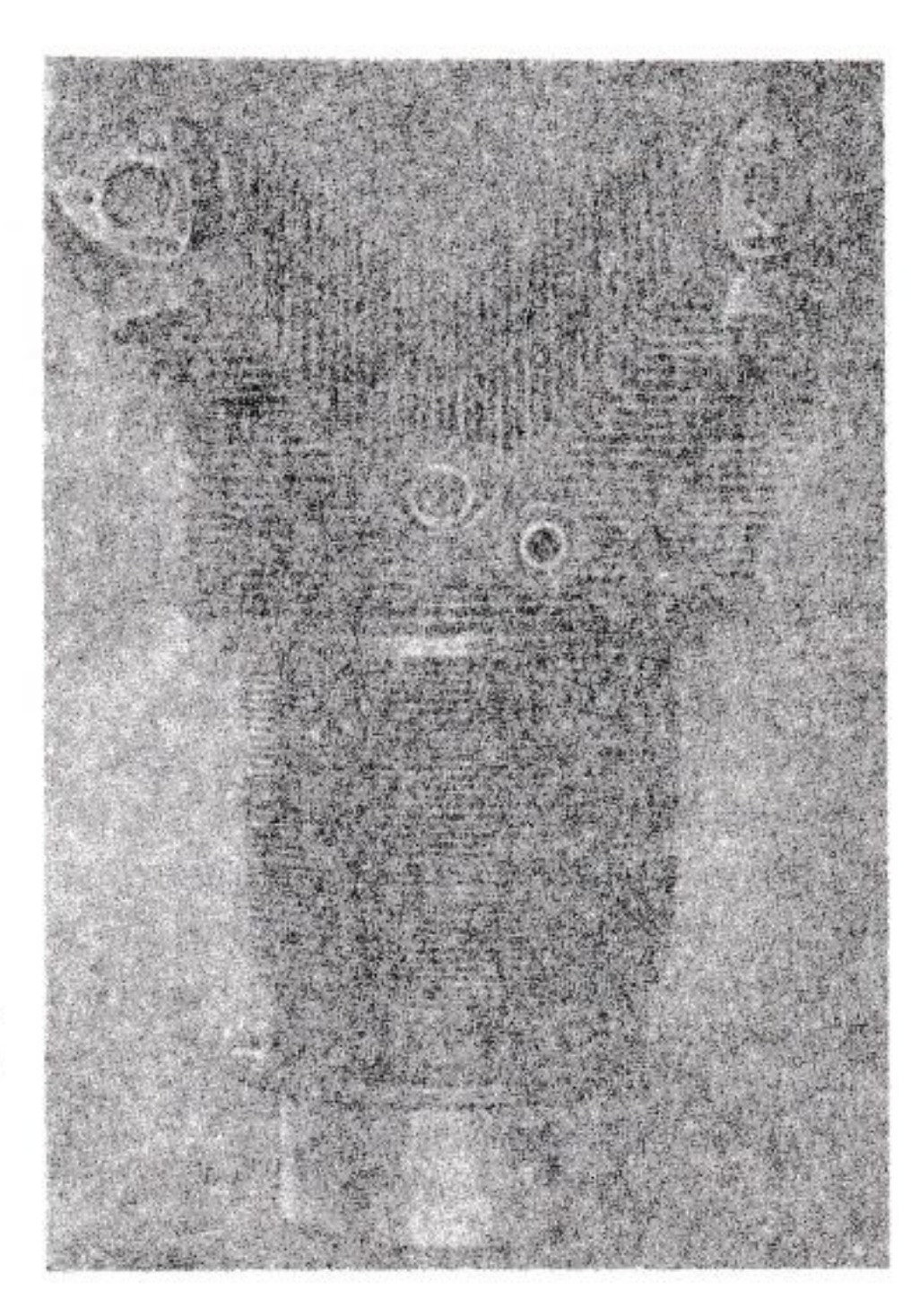


FIG. 279.
Cilindro con culata para motor de aviación refrigerado con aire.

XIX. 2. Culatas

En el capítulo XVI se han descrito las culatas desde el punto de vista de la forma de la cámara de combustión y de la posición de las válvulas y de la bujía; damos ahora algunos datos sobre las particularidades constructivas.

Durante un cierto tiempo, en las construcciones automovilísticas y aeronáuticas, por razones de ligereza, las culatas fueron construidas en una sola pieza con el grupo de cilindros, pero la solución resultó poco práctica. Actualmente se puede decir que todos los motores son con *culatas independientes* (figs. 280 y 281). En los motores pequeños las culatas forman *un solo bloque fundido,* mientras que en los motores grandes a menudo se subdividen en grupos o bien están todas ellas separadas para facilitar la construcción y el montaje.

La unión entre culata y bloque de cilindros se obtiene por medio de pernos dispuestos de manera que aseguren la estanqueidad e impidan deformaciones bajo la acción del calor. Para la estanqueidad de los gases y del agua de refrigeración, se interpone generalmente entre culata y bloque una frisa apta para soportar las solicitaciones térmicas.

Las frisas tradicionales son de lámina de cobre o de acero con una capa de amianto. Se usan también otros tipos formados de una rejilla o lámina taladrada cubierta con una capa a base de amianto.

Últimamente se han realizado frisas de láminas delgadas de acero inoxidable recubiertas de barnices especiales. Como las frisas tienen que ser flexibles además de resistentes al calor, la elasticidad se favorece por medio de ligeros resaltes que contornean los cilindros y los pasos de agua (fig. 282).

El agua pasa de los cilindros a la culata a través de orificios practicados en las superficies de unión.

En el caso de *cilindros independientes* las culatas están roscadas en caliente (motores de aviación) o unidas mediante pernos con o sin la interposición de frisas (motores de motocicleta).

Las ventajas que la culata separada presenta en comparación con la que forma parte del bloque de cilindros son:

1.° Mayor facilidad de fundición de la culata y de los cilindros.

2.° Mayor facilidad en la maquinación, especialmente en el caso de la disposición con válvulas en culata.

3.° Mayor facilidad de la limpieza de la cámara de combustión debida al fácil desmontaje de la culata.

4.° Posibilidad de variar la relación de la compresión variando el espesor de la frisa o retocando la culata.

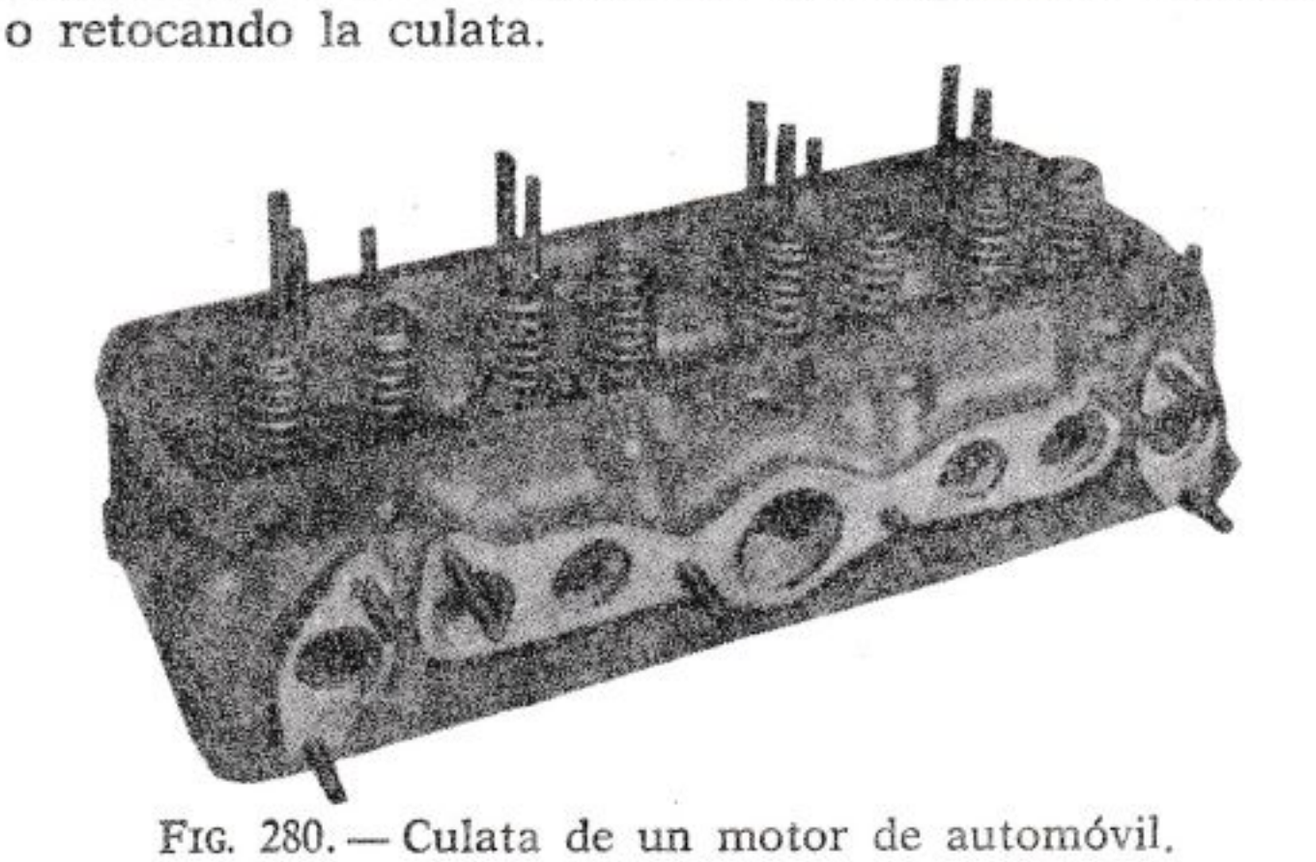


FIG. 280. — Culata de un motor de automóvil.

Las culatas son de fundición gris o aleación de aluminio; el aluminio, además de la ventaja de su ligereza, permite una mayor relación de compresión gracias a su elevado coeficiente de transmisión del calor. Los *asientos*

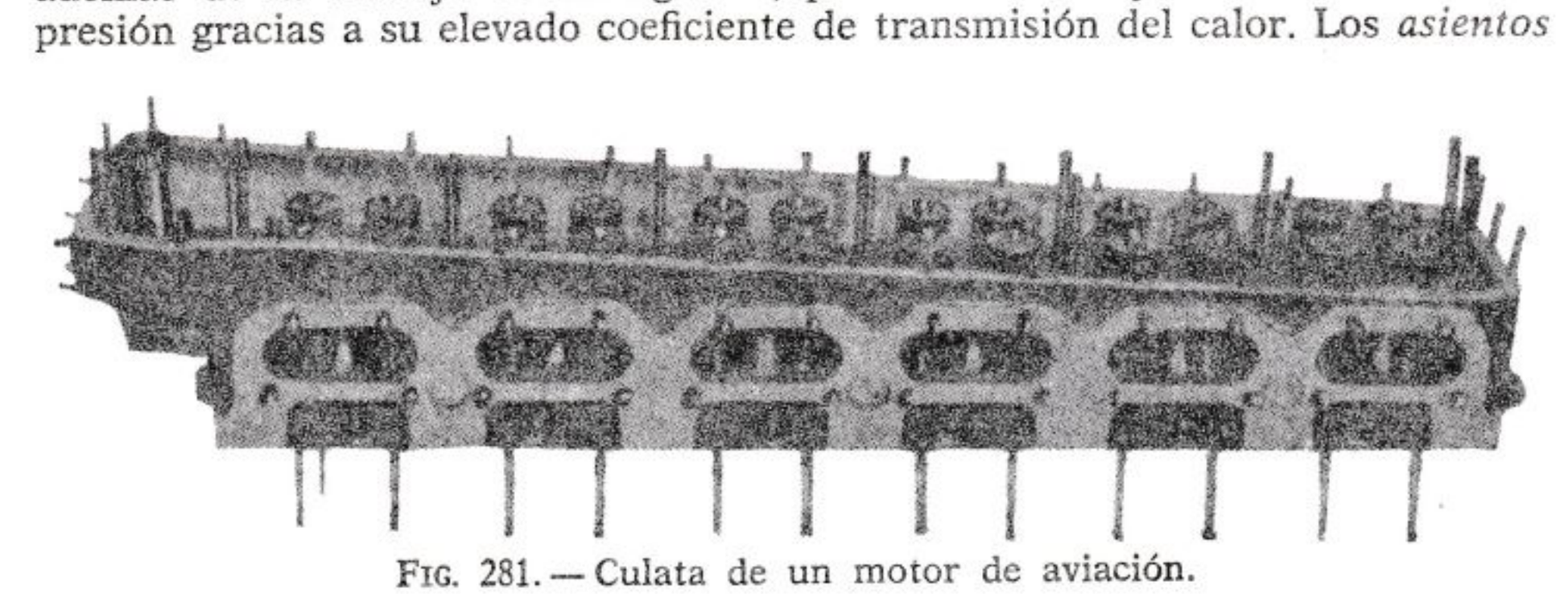


FIG. 281. — Culata de un motor de aviación.

de las válvulas, particularmente las de escape, están sujetos a un fuerte desgaste debido a la elevada temperatura a que están sometidos, por lo que en las culatas de aluminio y a menudo también en las de fundición, son *postizos* y construidos con materiales especiales que mantienen su dureza a elevadas temporaturas. En automovilismo se usan asientos de fundición especial; en aviación, de bronce de aluminio, acero rápido, acero austenítico con superficie estelitada (estelita = fundición no ferrosa de carburos de cobalto, cromo y vanadio usada para utensilios). Estos asientos son incrustados o roscados en la fundición; cuando la fusión es en aluminio, el cual tiene un coeficiente de dilatación al calor superior al del acero, para tener la seguridad de que también en funcionamiento se mantienen bien adheridos al bloque los asientos son montados después de una previa refrigeración o calentando primeramente el bloque; de esta forma el grado de esfuerzo a temperatura ambiente resulta bastante elevado, y cuando el motor alcanza la temperatura máxima se mantiene con seguridad el contacto entre el asiento y la culata.

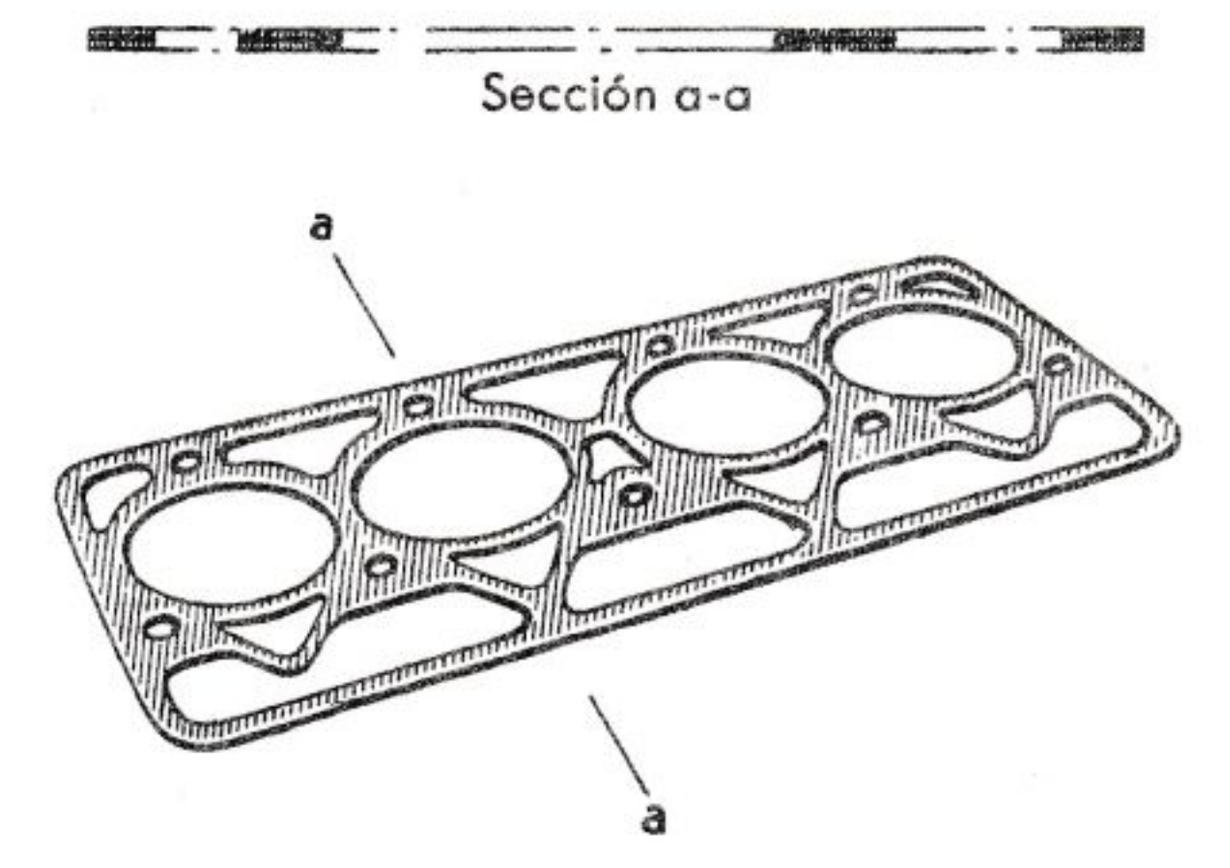


FIG. 282.
Frisa para la estanqueidad entre la culata y el bloque de cilindros para motor de automóvil.

XIX. 3. Bancada

La bancada soporta por medio de cojinetes el eje motor y sirve para unir entre sí los varios grupos mecánicos además de cerrar y proteger en su interior los órganos rotativos y el aceite lubricante. La bancada lleva las pestañas para la sujeción del motor a la estructura que lo sostiene (chasis en los autovehículos, carlingas o alas en los aeroplanos); por ello debe de soportar, además de los esfuerzos internos que actúan sobre las manivelas y los cilindros, también el par de reacción y, en el caso de los motores de aviación, el empuje de la hélice.

En las aplicaciones automovilísticas la bancada forma una sola pieza con el bloque de cilindros por razones de simplicidad y bajo coste de producción (fig. 283). En los motores de aviación refrigerados por agua está, por el contrario, generalizada la bancada separada de los cilindros, porque de otra forma resultaría extremadamente difícil la fundición y maquinado al ser los motores de varias filas de cilindros y de grandes dimensiones (fig. 284). En los motores de estrella refrigerados por aire la bancada está formada la mayor parte de las veces por dos mitades que se unen por medio de pernos en correspondencia al plano en el

cual están situados los ejes de cilindros; en aquellos de doble estrella está formado generalmente de tres partes en forma análoga (fig. 285).

Las bancadas de los motores de automóvil están generalmente construidas de fundición y comprenden también, como ya hemos dicho, los cilindros. El bloque de cilindros y la bancada son, en este caso, una sola pieza. Las fuerzas que solicitan esta pieza, que es la más importante en dimensiones y peso, son numerosas y sería complejo calcular las solicitaciones del material en los diversos puntos teniendo en cuenta simultáneamente todas estas fuerzas. Por otra parte, las exigencias de

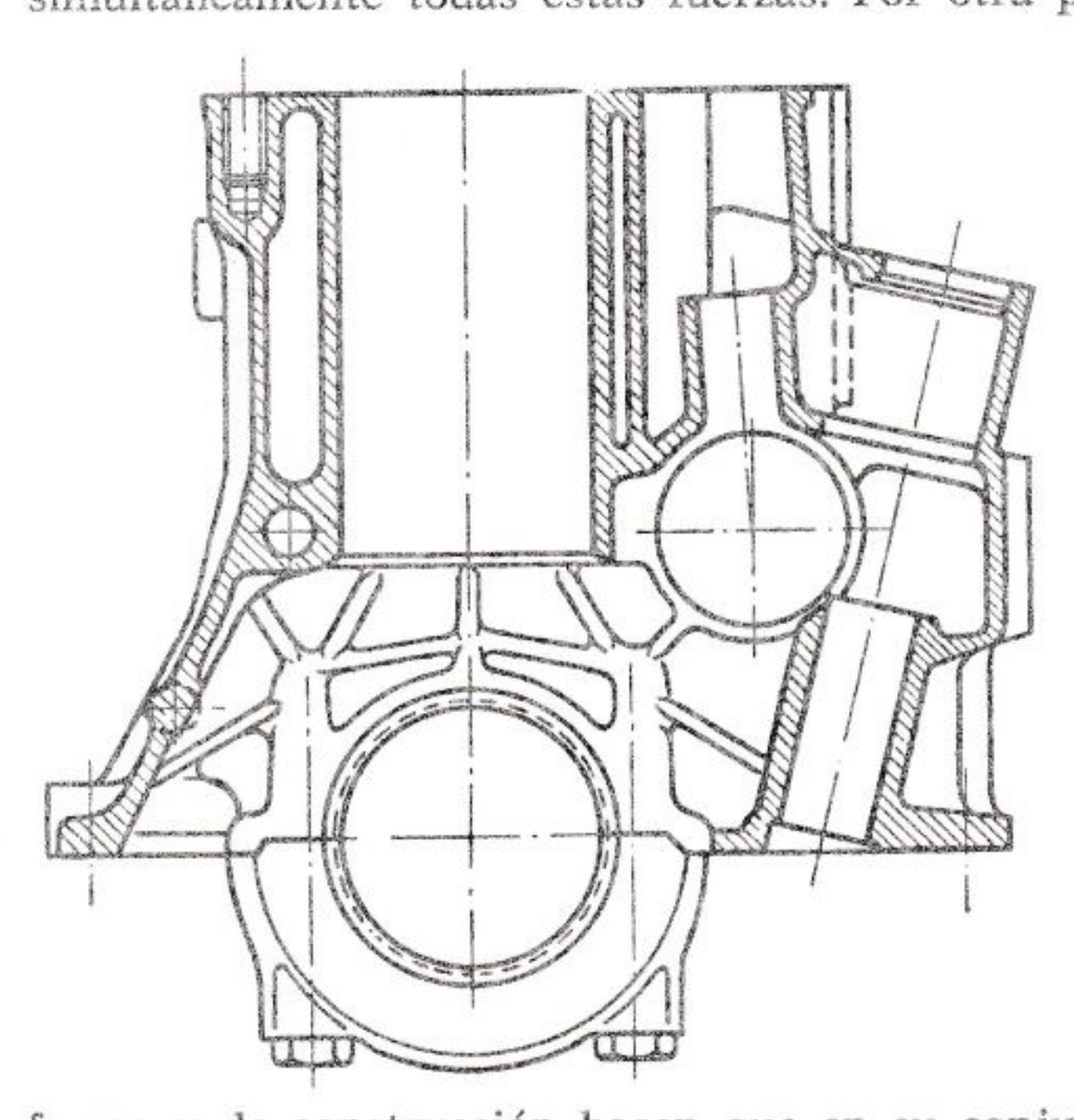


FIG. 283. — Sección por el eje del cilindro del bloque del motor de coche FIAT 1800.

forma y de construcción hacen que en su conjunto la bancada resulte generalmente bastante rígida y no es necesario verificar su resistencia con cálculos complicados. Es suficiente controlar que está asegurada la resistencia a los esfuerzos más importantes concentrados en correspondencia de las piezas de unión tales como los pernos de la culata y los de las tapas de cojinetes de bancada. Durante el funcionamiento las solicitaciones generadas por las fuerzas aplicadas a los cilindros y a los cojinetes de bancada varían de valor y dirección, haciendo de modo que las tensiones de los pernos sean claramente superiores a los esfuerzos máximos generados por el movimiento de los órganos mecánicos y de las presiones del gas, está garantizado que las solicitaciones del material no superan aquellas impuestas inicialmente.

Cuando la bancada es de aluminio, es buena regla unir la culata y las tapas de los cojinetes con largos pernos que someten a compresión la bancada. Con este sistema se evita someterlas a solicitaciones de tracción, ya que el aluminio no es muy apto para resistir este género de

solicitaciones, especialmente cuando la pieza está construida con el procedimiento de fundición a presión.

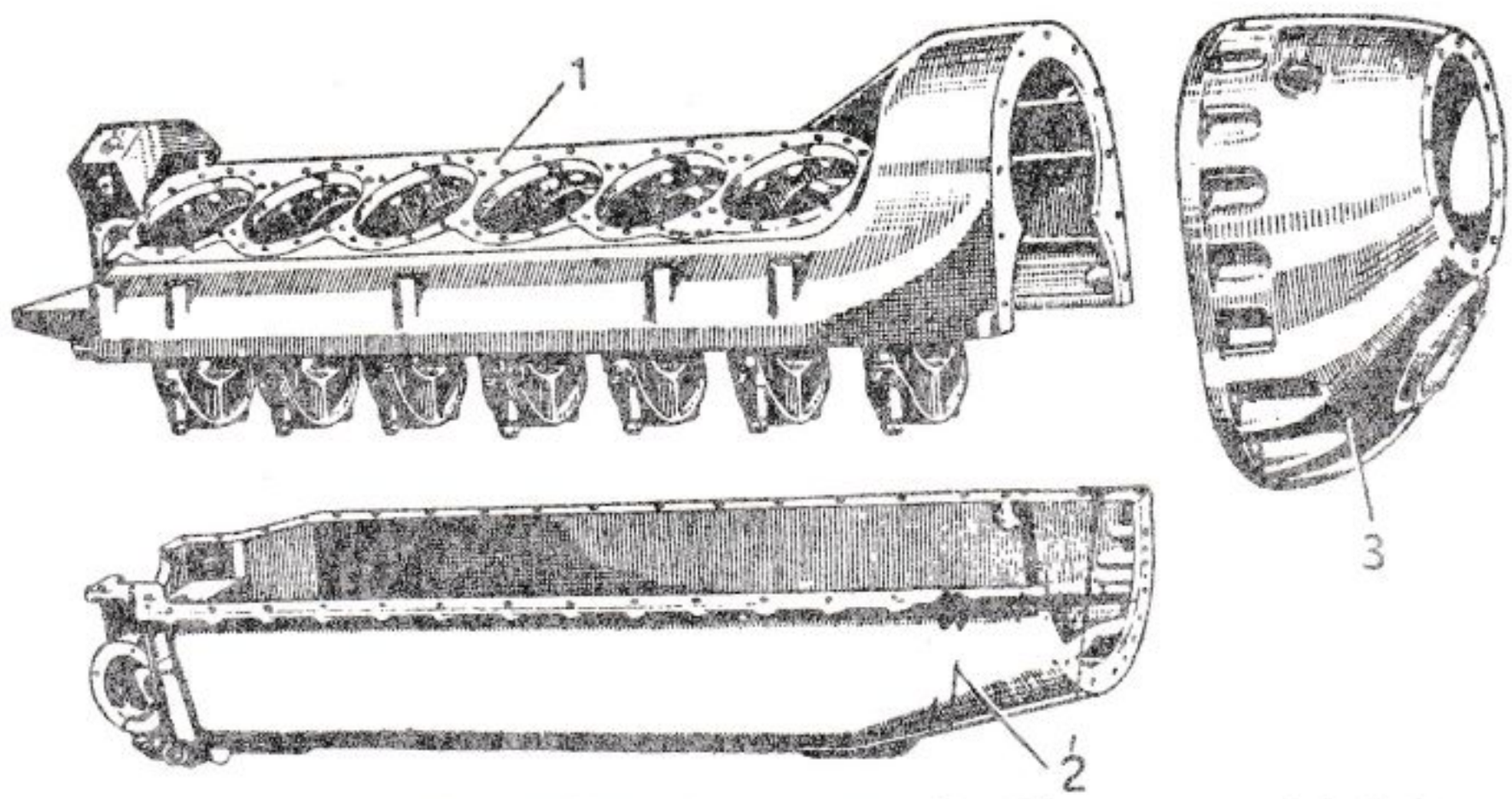


FIG. 284. — Motor de aviación refrigerado por agua. Sección transversal de la bancada

1, Bancada. — 2, Bandeja. — 3, Tapa del reductor.

La bancada lleva los orificios para el paso del aceite, para los soportes del eje de camones, para las guías de las válvulas y taqués (cuando las válvulas son laterales). Está provista de varios planos y bridas principales de conexión como: planos de acople de los cilindros y de las culatas; planos de

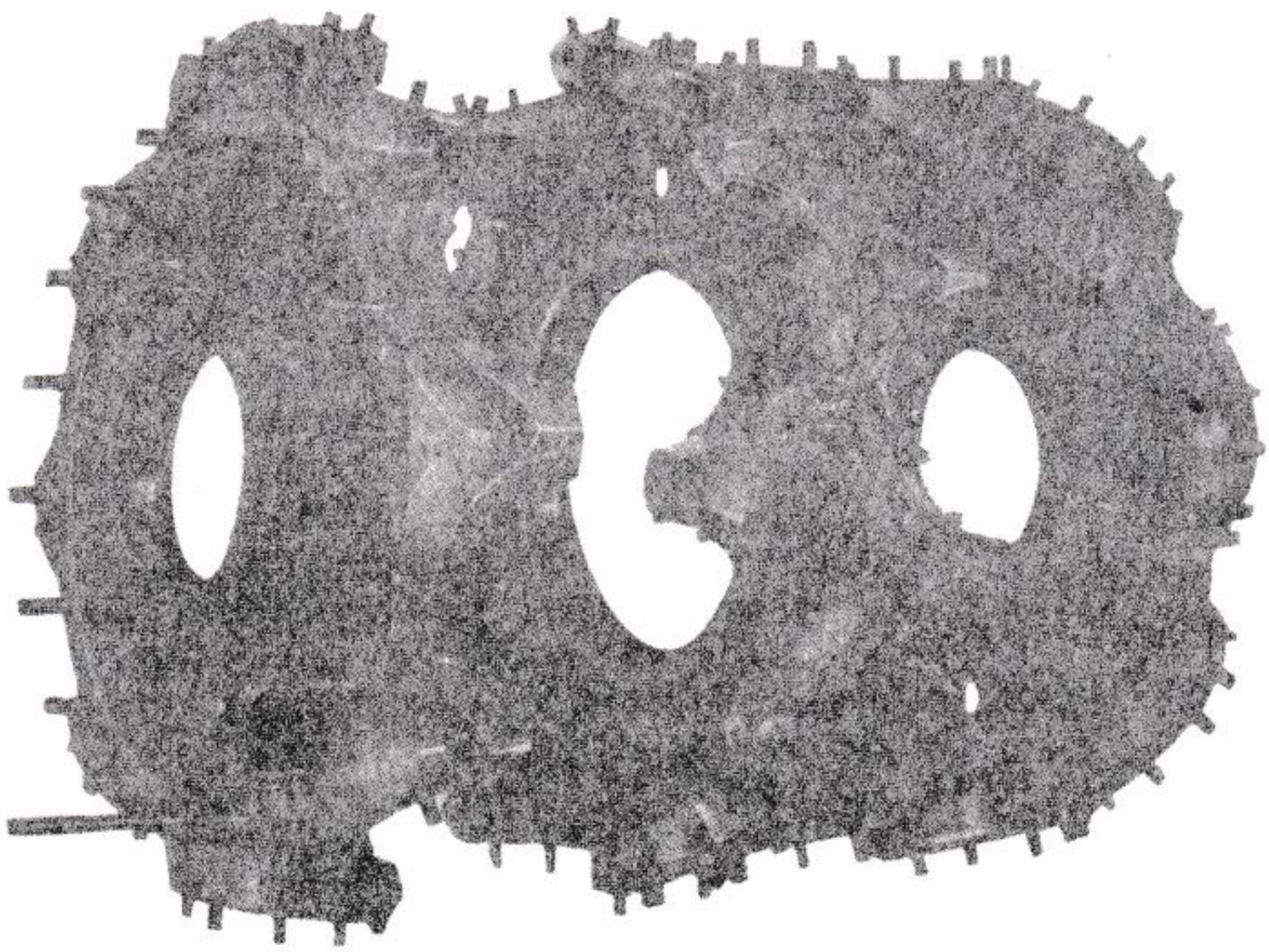


FIG. 285. — Bancada de un motor de aviación de doble estrella.

acople de la bandeja de aceite y eventuales tapas de cierre; planos de unión con la caja de los mandos auxiliares; el correspondiente a la tapa del grupo portahélice (aviación); el de la tapa de los mandos de la distribución, y el de la caja de cambio de velocidades (automovilismo). Además lleva las uniones para la magneto o el Delco, para la dinamo y el motor de arranque, etcétera. Como ya hemos dicho, para los motores de automóvil las bancadas son de fundición o de aleación de aluminio; en aviación están fundidas en aleación de aluminio o en electrón, o también en acero, o también laborados en duraluminio (motores en estrella).

XIX. 4. Pistones y aros

El pistón cumple la función de pared móvil de la cámara de expansión, transmite a la biela la fuerza motriz generada por la presión del gas y hace de guía al pie de la biela. Debe, por tanto, resistir eficazmente la carga a las altas temperaturas a que está sometido, transmitir el calor a las paredes del cilindro, que a su vez lo transmiten al agua o al aire de refrigeración, y resistir el desgaste debido al roce contra las paredes del cilindro.

El pistón en los motores de E.B. está casi siempre construido en una sola pieza (fig. 286) y compuesto por la *cabeza*, que soporta directamente el empuje del gas, y la *faldilla*, que sirve de patín de guía al pie de la biela y soporta el empuje lateral. La articulación entre pistón y biela se obtiene con un *perno* o *bulón* que atraviesa el pistón por dos orificios opuestos abiertos en la cabeza o en la falda.

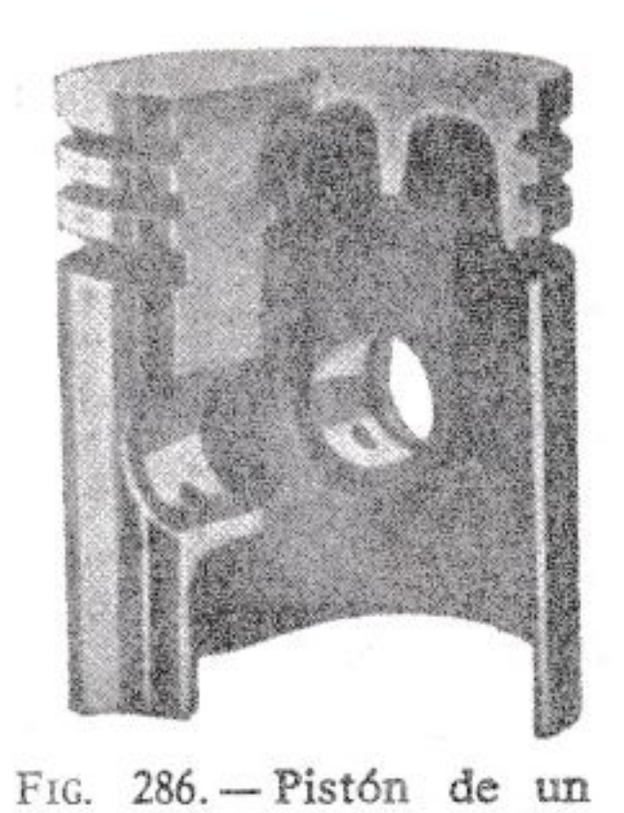


FIG. 286. — Pistón de un motor para coche.

Al objeto que el pistón pueda cumplir su trabajo es necesario que la temperatura del mismo no supere ciertos valores que dependen también del material con el cual está construido. Actualmente los pistones de los motores de E.B. están construidos en aleación de aluminio que tiene buena resistencia al calor y coeficientes de dilatación poco elevados; es necesario, sin embargo, que en ningún punto la temperatura supere los 320° C, si no se quiere correr el peligro de agarrotamiento o deteriorar la superficie cilíndrica. Esta temperatura sólo puede ser superada en casos particulares adoptando especiales medidas para la disipación del calor a través de las superficies de contacto con el cilindro y para mantener una suficiente resistencia del cielo del pistón.

La *cabeza* del pistón puede ser de superficie plana, cóncava o convexa; o puede también tener una forma especial para conducir el fluido, como en los motores de dos tiempos, o para provocar la turbulencia. La *faldilla* puede estar unida a la culata en toda la circunferencia o sólo parcialmente en correspondencia con los orificios para el perno (figs. 287 y 288). Este último sis-

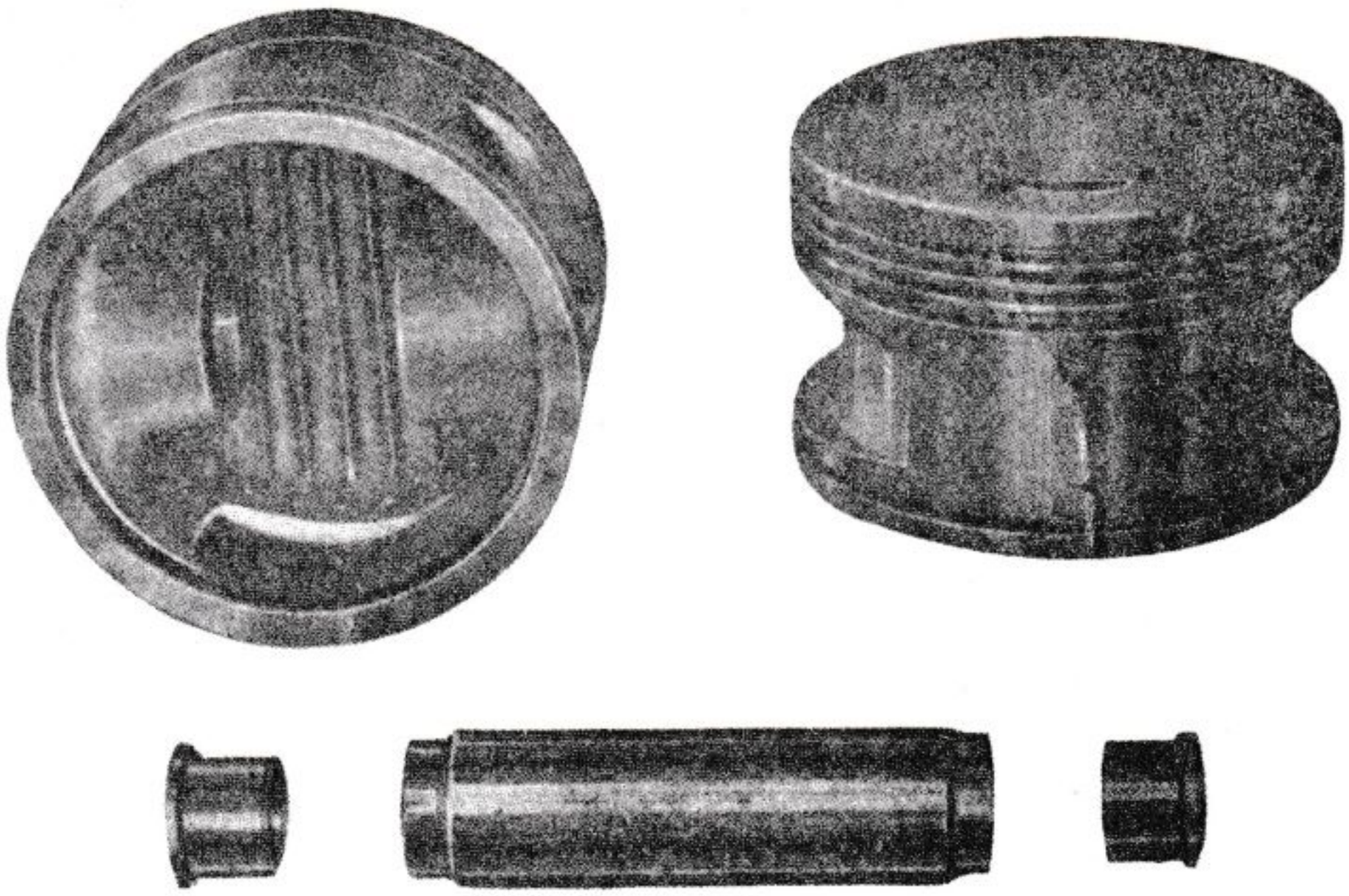


FIG. 287. — Pistón para motor de aviación con su bulón.

tema se sigue cuando se quiere aislar en cierto modo la faldilla de la culata para hacerla más elástica y por ello más fácilmente adaptable a la superficie del cilindro. Para reducir al mínimo el huelgo entre pistón y cilindro (huelgo necesario para permitir la dilatación debida al calor), y eliminar golpes mo-

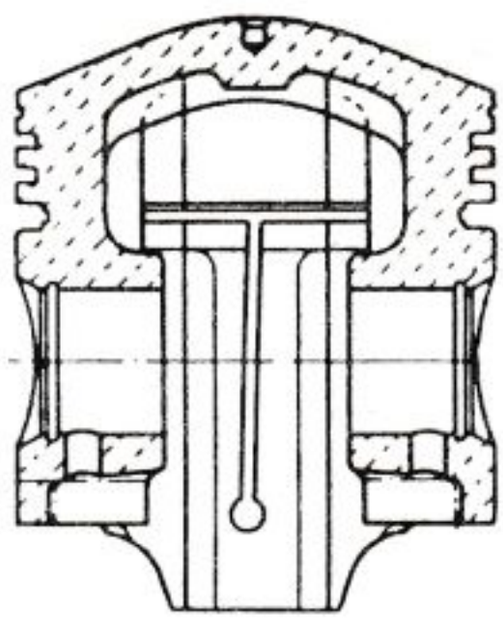


FIG. 288. — Sección de un pistón para motor del coche FIAT 1800.

FIG. 289. — Pistón con corte para la elasticidad de la faldilla.

lestos, se da una cierta elasticidad a la faldilla practicándole un corte longitudinal (fig. 289).

Al objeto de disminuir todo lo posible las fuerzas de inercia se tiende a conseguir pistones cada vez más ligeros; por ello, mientras antiguamente se construían en función o, más raramente, en acero, actualmente se construyen casi siempre en aleación de aluminio. Teniendo en cuenta el elevado

coeficiente de dilatación del aluminio es necesario adoptar un huelgo notable entre la faldilla y el cilindro, así como medidas especiales para eliminar la posibilidad de sobreesfuerzos y para obtener una buena adaptación entre las superficies, como por ejemplo, una cierta ovalización y conicidad de la faldilla tales que en caliente (condiciones normales de funcionamiento) el pistón resulta cilíndrico después de la dilatación. Con este objeto se usan algunas veces en automovilismo pistones bimetálicos: la falda en tal caso está dividida en dos mitades que se unen a la cabeza en la parte correspondiente al orificio del bulón, mediante láminas de acero al Ni (llamado Invar), que tiene bajo coeficiente de dilatación (fig. 290).

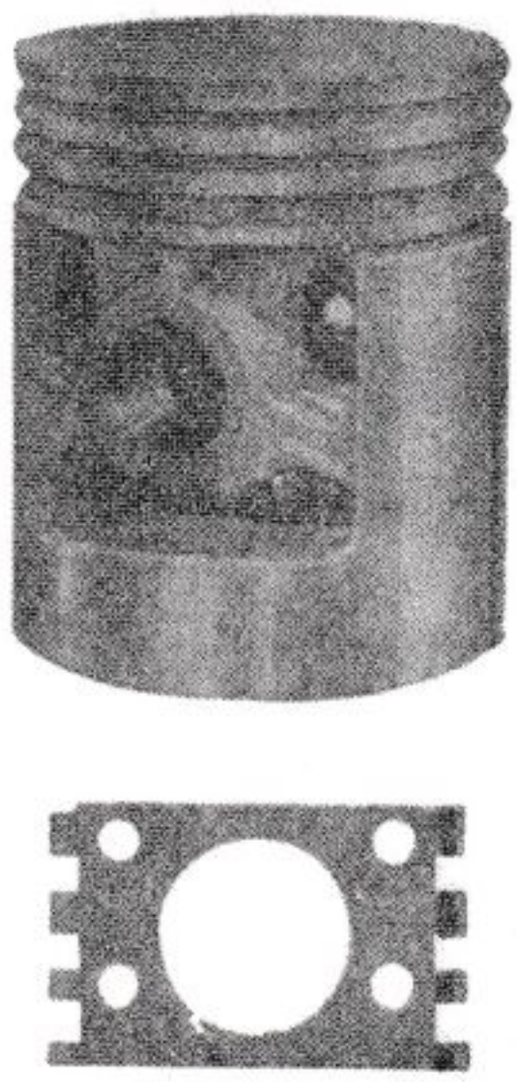


FIG. 290. — Pistón bimetálico para motor de coche y su lámina de metal Invar.

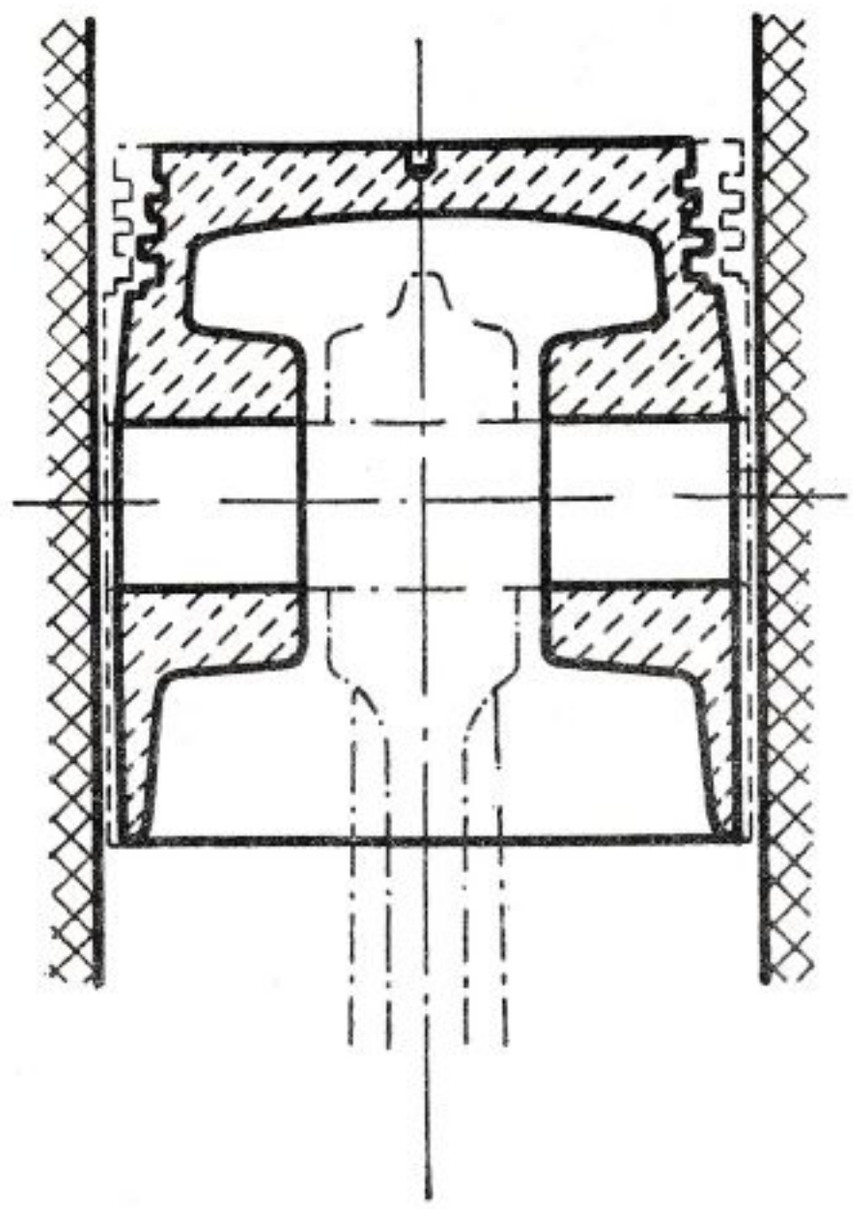


FIG. 291. — Sección de un pistón mostrando las variaciones de diámetro.

En los motores para automóvil los pistones se construyen más bien largos (de longitud igual o mayor que el diámetro) para tener bajas presiones específicas sobre la faldilla y, por tanto, bajos desgastes tanto en la faldilla como en el cilindro (figs. 286, 289 y 290); en los motores de aviación, por razones de peso, se hacen más cortos (0,15÷1 D) y ligeros en todo lo posible (figura 287).

El **bulón** (fig. 292) es generalmente un perno tubular construido en acero cementado; puede estar montado de tres formas distintas (figura 293):

a) solidario con el pistón;

b) solidario con el pie de biela;

c) libre en el pie de biela y en el pistón (flotante).

Esta última solución es la preferida actualmente; una aplicación de este tipo para motor de aviación está representada en la figura 287.

Los **aros elásticos,** o de expansión, colocados en las cajeras practicadas en la superficie externa del pistón, tienen la misión de asegurar la estanqueidad a la presión del gas y de impedir que el aceite lubrificante pase en cantidad excesiva de la cámara de manivelas a la de combustión, dejando sin embargo, filtrar la pequeña cantidad necesaria para la lubricación.

Los aros se dividen, por tanto, en tres tipos principales: *aros de compresión, aros rascadores de aceite* y *aros recogedores de aceite* (figura 294).

Los primeros tienen una sección rectangular o trapezoidal y se colocan en la parte más próxima a la cámara de combustión en número de uno o dos; los segundos tienen generalmente la forma de uña y se colocan por debajo de los de compresión con objeto de rascar el aceite de la superficie del cilindro; los terceros están colocados en cajeras que tienen adecuados orificios superficiales para llevar al interior del pistón mismo y, por tanto, al interior del cárter y después a la bandeja, el aceite recogido. Los anillos recogedores de aceite tienen un perfil en C y están construidos en fundición especial con un elemento interno elástico (fig. 294) o en lámina de acero especial (fig. **295**).

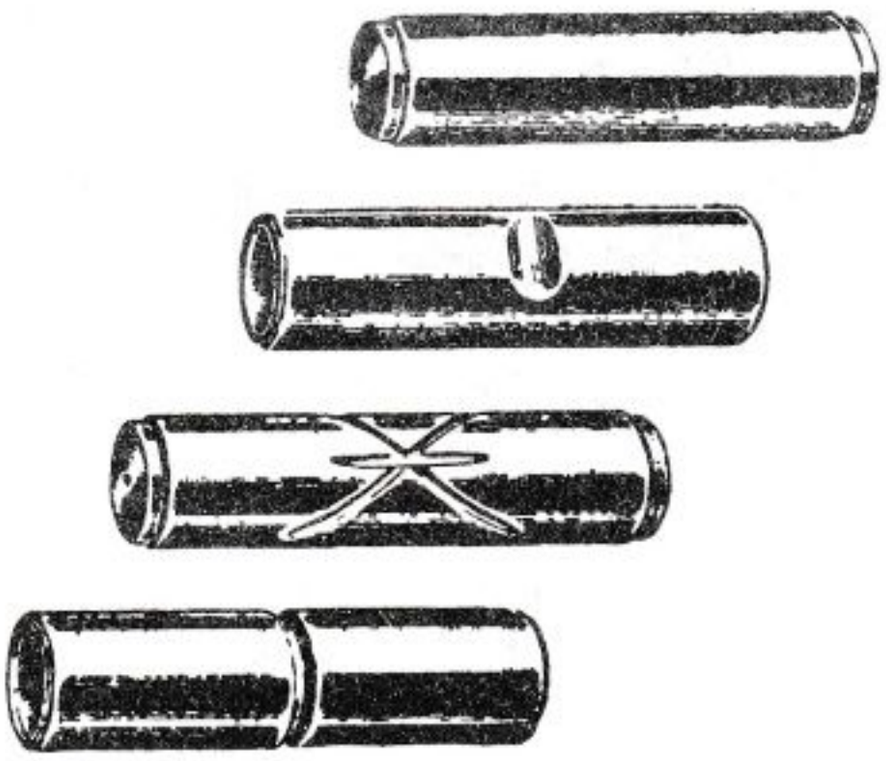


FIG. 292. — Tipos de bulones.

Han sido estudiadas diversas formas para las cabezas al objeto de impedir pérdidas de presión, pero se ha encontrado que esta medida tiene una importancia mínima y actualmente se han generalizado las

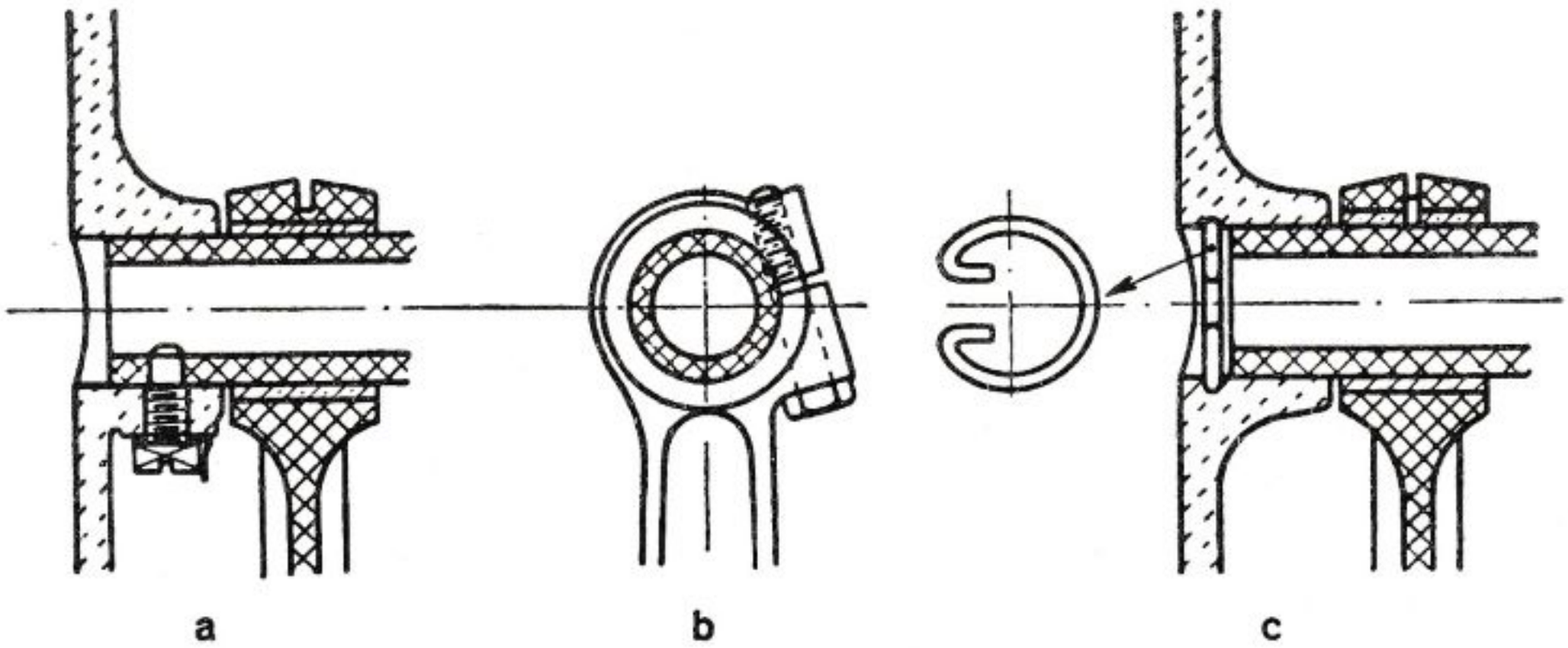


FIG. 293. — Montaje del bulón.

cabezas en corte normal. Se usan generalmente cuatro aros, mientras que en los motores pequeños y veloces son suficientes tres aros.

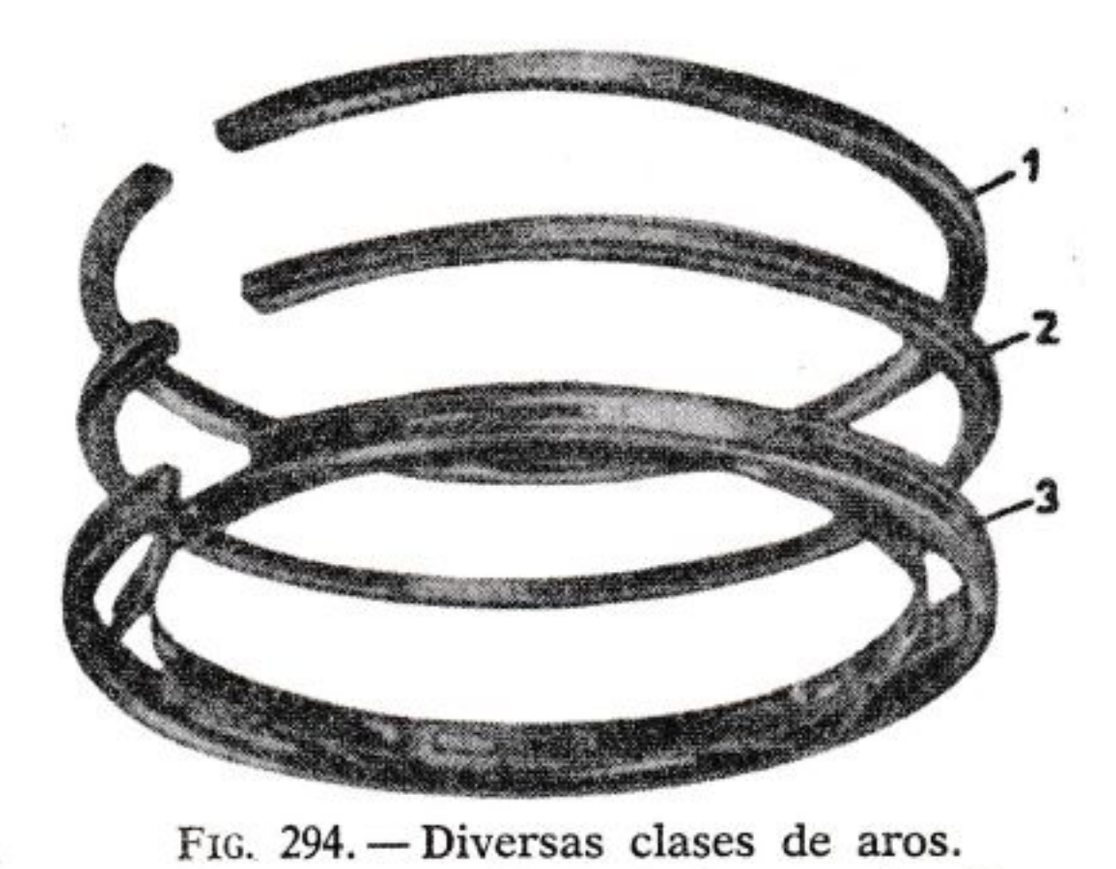


FIG. 294. — Diversas clases de aros.

1, Aro de compresión. — 2, Aro rascador de aceite. — 3, Aro recogedor de aceite (tipo NOVA).

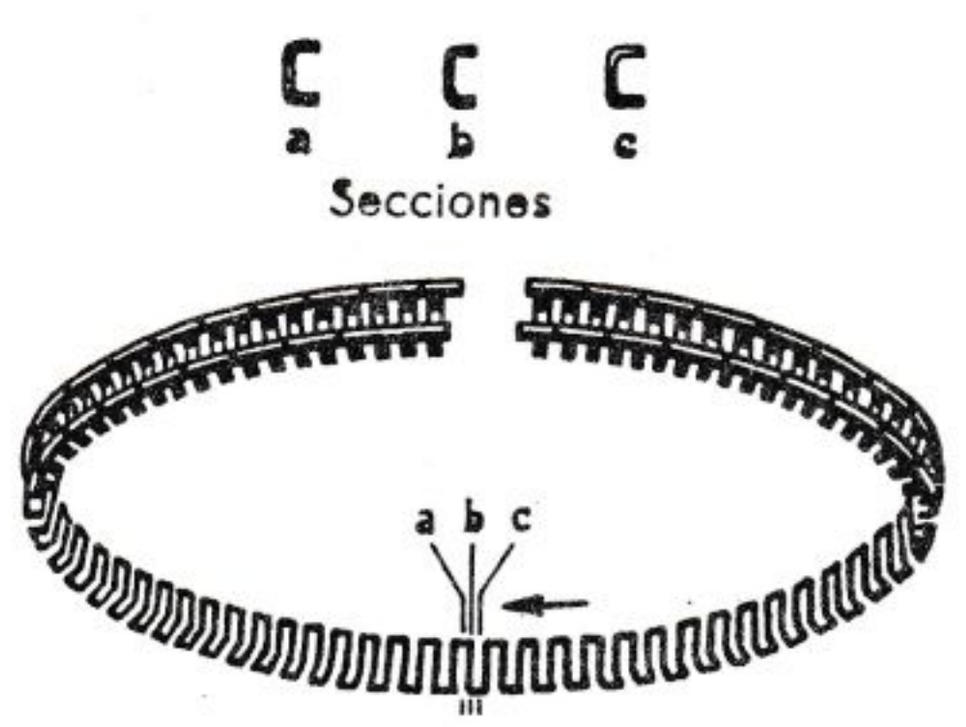


FIG. 295. — Aro recogedor de aceite en lámina (tipo Thompson).

Los aros deben reunir las siguientes características:

1.° Ser suficientemente elásticos para permitir el montaje y mantener la presión necesaria sobre las paredes del cilindro.

2.° Ejercer una presión lo más uniforme posible sobre toda la circunferencia.

3.° No ser demasiado duros, para no rascar indebidamente la superficie del cilindro, pero ser lo suficiente para resistir el desgaste.

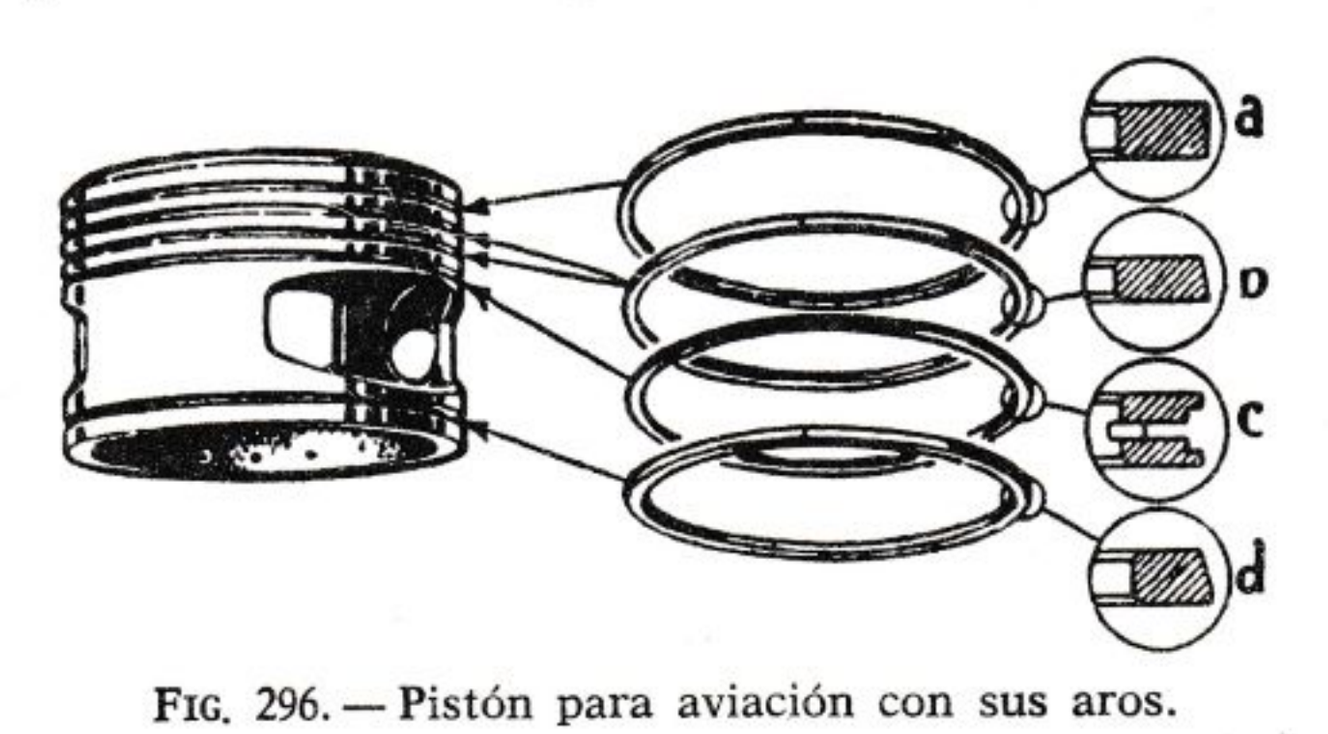


FIG. 296. — Pistón para aviación con sus aros.

a, Aro de compresión. — b, d, Aros rascadores de uña. — c, Aro rascador de aceite con sección en C.

Mientras que anteriormente se obtenían de un solo tubo, hoy en día se funden individualmente para obtener una mejor estructura del material y aproximarse más a las características teóricas. Normalmente son construidos de fundición gris de grano fino; también alguna vez se construyen en fundición centrifugada. Cuando están muy solicitados se construyen en fundición de grafito esferoidal o en acero. Se ha observado que recubriendo con un baño de cromo los aros de compresión se obtiene una mayor duración y menor desgaste del cilindro.

El huelgo entre las cajeras del pistón y los aros no debe ser demasiado reducido para que la dilatación del pistón no impida su buen funcionamiento, mientras que, por otra parte, no debe superar ciertos valores que serían causa de insuficiente estanqueidad. La figura 296 representa la disposición de los aros en un pistón para motor de aviación. En los motores muy solicitados térmicamente se puede evitar que se peguen los aros haciendo ligeramente cónica la superficie de contacto con el cilindro.

XIX. 5. Biela

Es el órgano intermedio entre el pistón y el eje de cigüeñales: está formada (fig. 297) por la *cabeza,* que abraza el perno de manivela del eje, por el *pie* que abraza el bulón, y por la *caña* que une todo el conjunto. Cuando el bulón es libre de girar en el pie de la biela, éste está

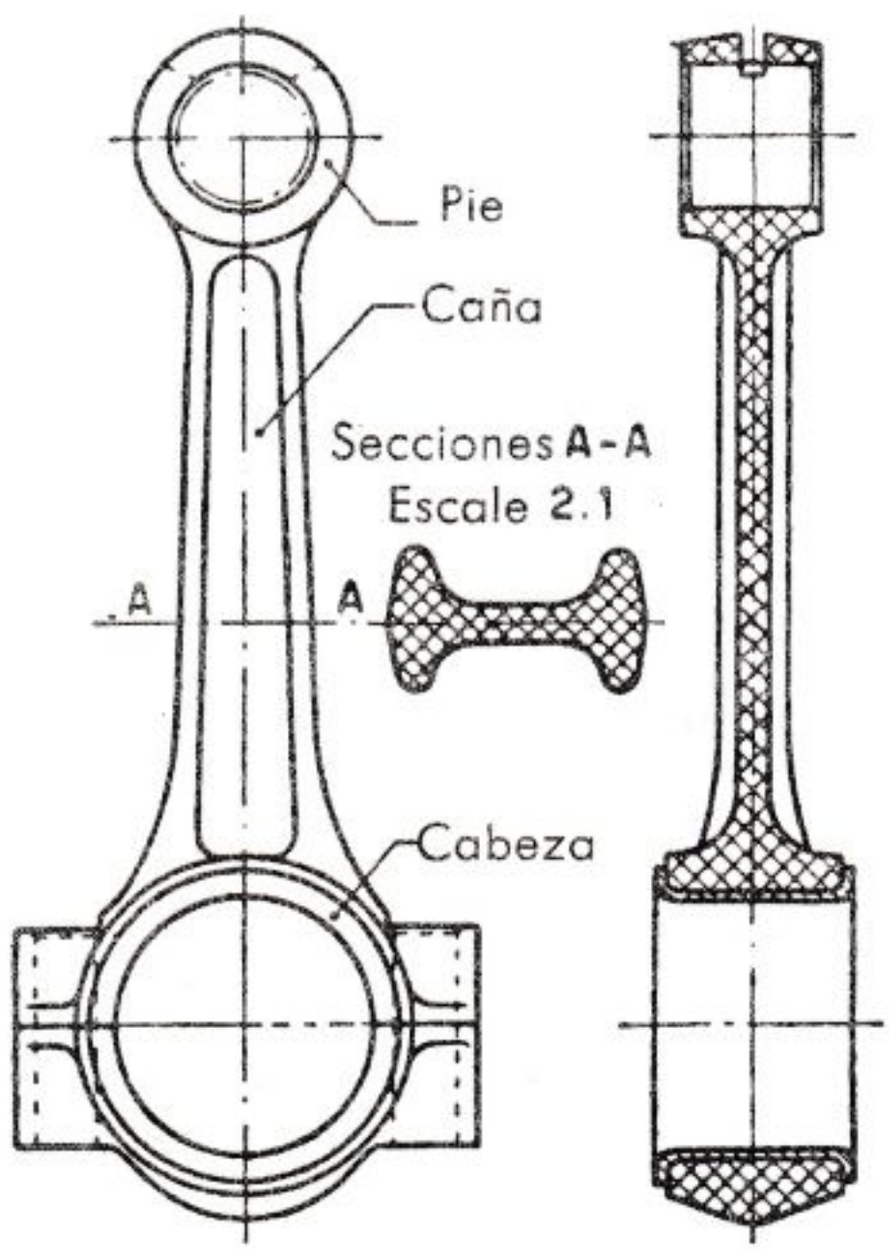


FIG. 297. — Biela.

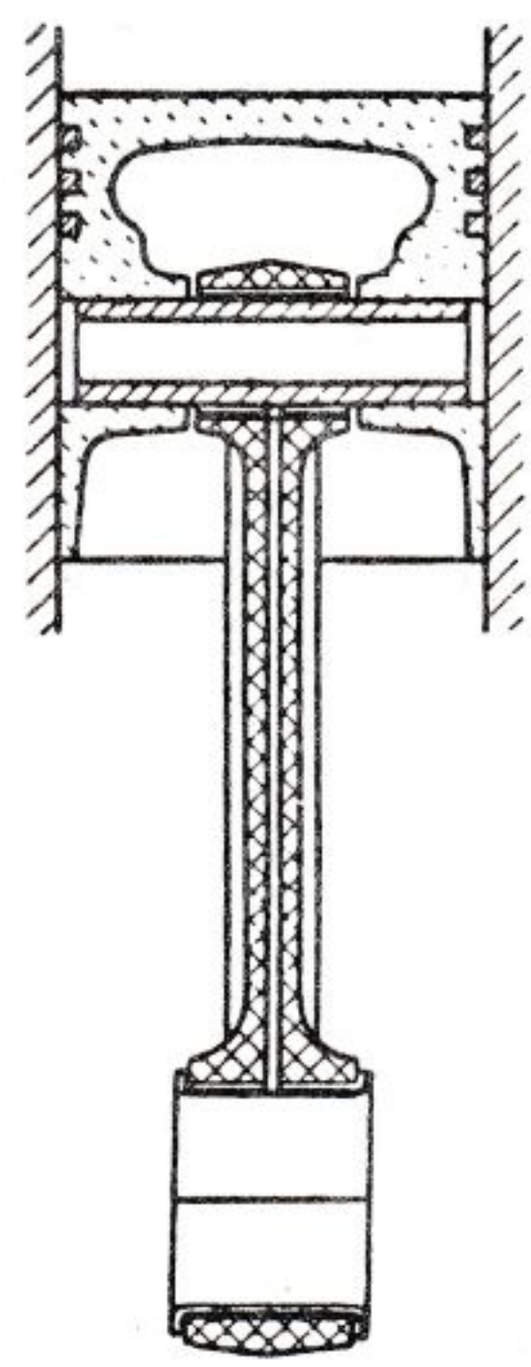
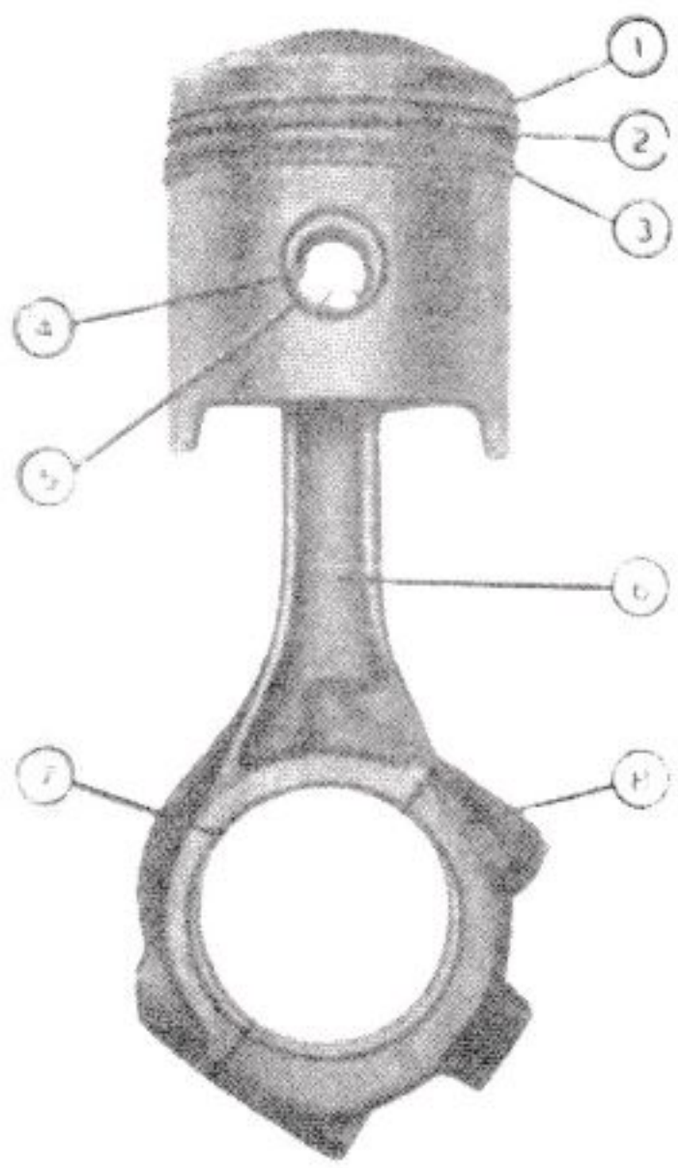


FIG. 298. — Biela taladrada para la lubricación forzada del bulón.

provisto de un cojinete de bronce montado a presión: su lubricación se obtiene, por medio del aceite proyectado por la manivela, a través de un orificio o un corte practicado en el pie de la biela, o bien por medio del aceite bajo presión que procede del eje motor a través del cojinete de las cabezas y un tubo delgado o un largo orificio en la caña de la biela (fig. 298).



1, Aro de compresión. — 2, Aro rascador escalonado. 3, Aro rascador con tallos radiales (Thompson). — 4, Anillo elástico para la sujección del bulón. — 5, Bulón del pistón. — 6, Biela. 7, Cojinete. — 8, Sombrerete de la biela.

FIG. 299. — Grupo pistón y biela para motor del coche FIAT 1800.

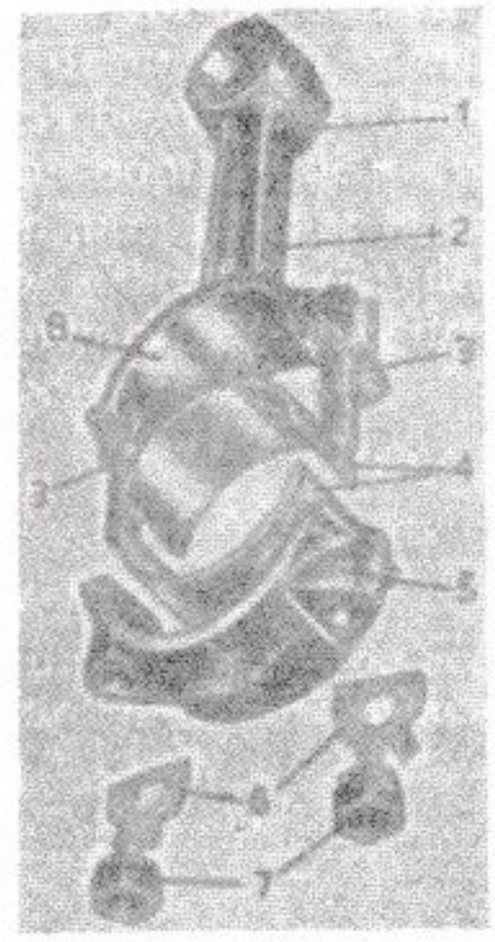


FIG. 300. — Biela para motor de automóvil.

1, Pie. — 2, Caña. — 3, Pernos para sujeción del sombrerete. 4, Casquillos. — 5, Sombrerete. 6, Guardas de seguridad. — 7, Tuercas. — 8, Cabeza.

La cabeza, exceptuando algunos casos en que el cojinete es de rodillos, está, por razones de montaje, dividida por un plano diametral generalmente normal al eje de la biela. La parte desmontable es el *sombrerete* o tapa que se mantiene en su asiento por medio de pernos o tor-

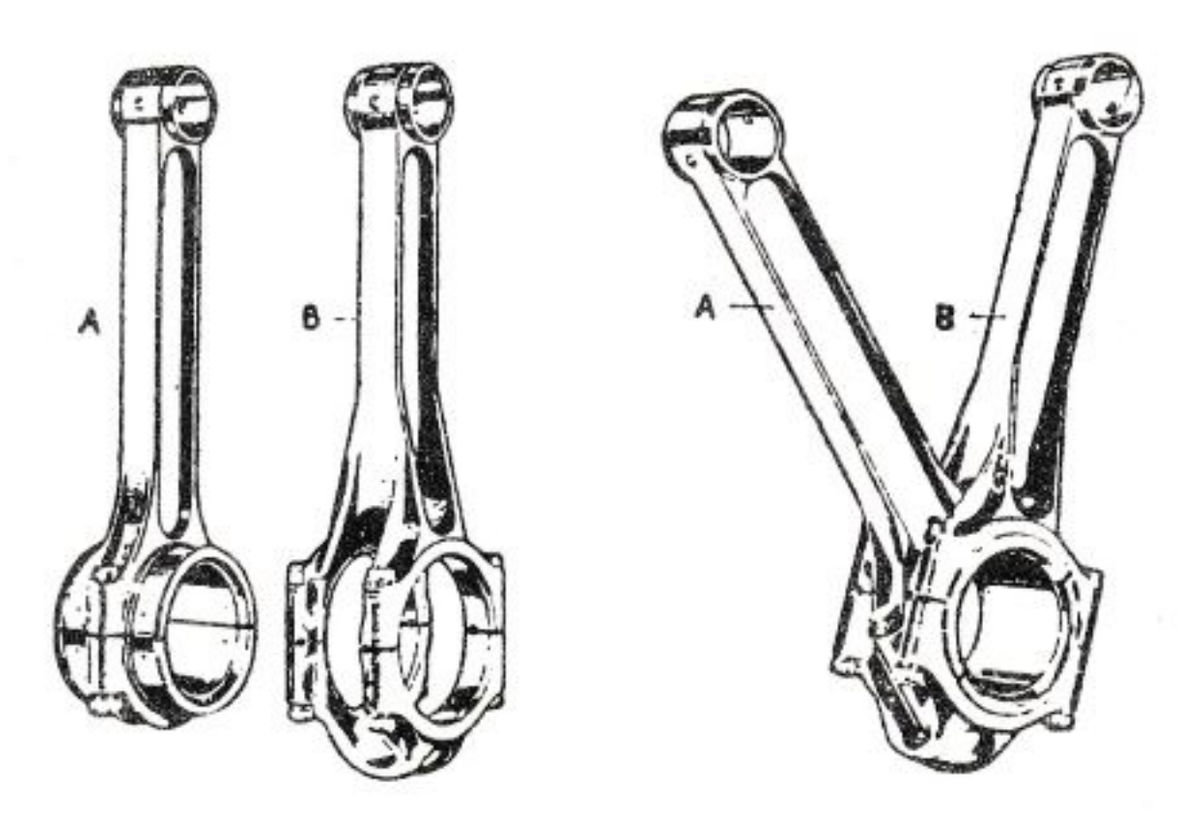


FIG. 301.
Bielas para motores en V.

nillos que pueden ser libres o solidarios con la biela. El plano de unión entre la caña y el sombrerete está algunas veces inclinado respecto al eje de la biela con objeto de tener menor volumen transversal y permitir así que la biela pueda desmontarse deslizándola con el pistón desde la parte alta del cilindro. En el orificio de la cabeza de biela está el cojinete dividido en dos mitades o *casquillos,* uno aplicado a la biela

y otro al sombrerete: un *tetón,* dispuesto por lo general en correspondencia con el eje longitudinal de la caña, impide desplazarse a los casquillos.

La *caña* tiene frecuentemente una sección de doble T con uniones amplias para evitar puntos de solicitaciones concentradas y pasajes de sección peligrosa; algunas veces es tubular para lograr mayor ligereza.

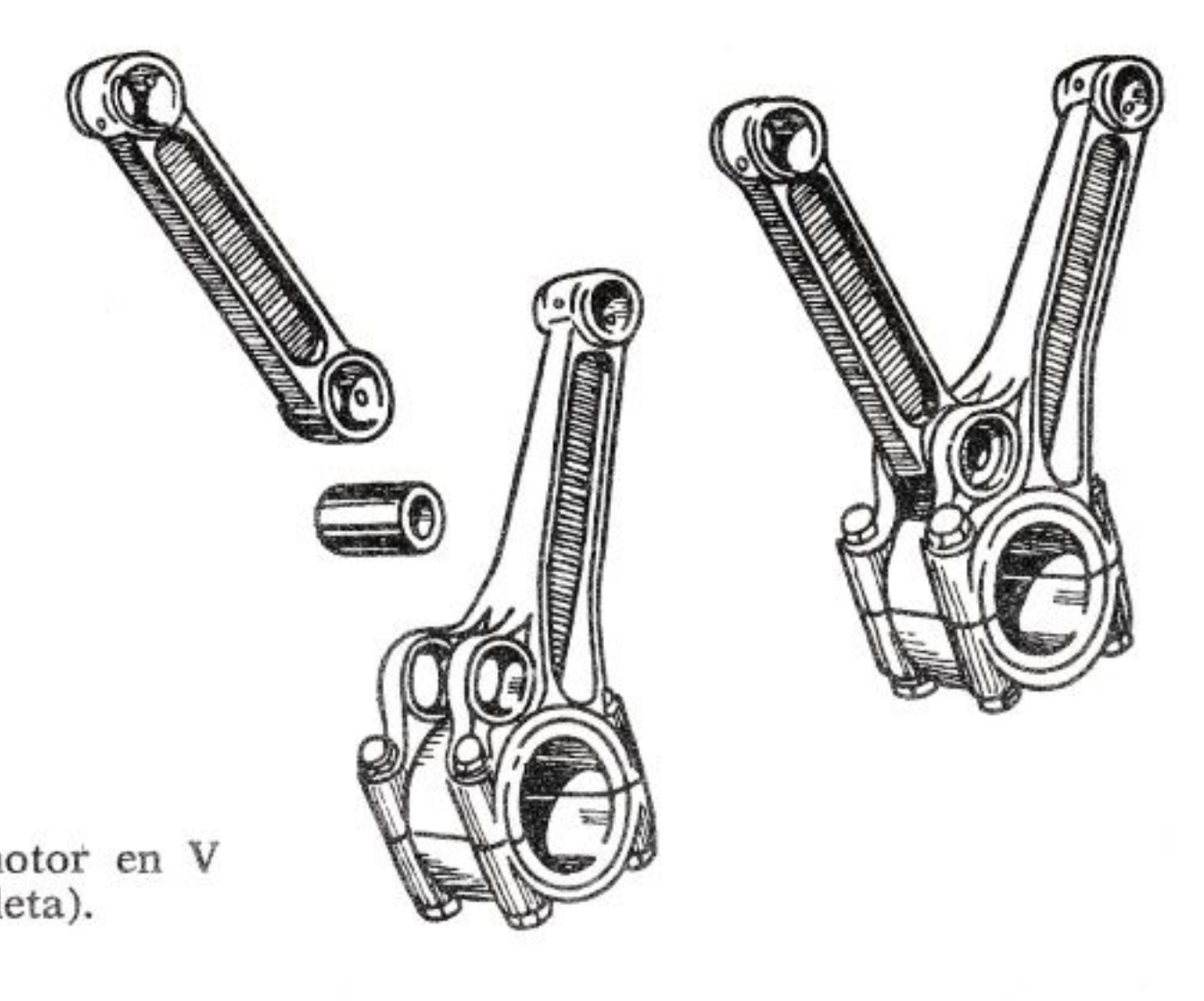


FIG. 302. — Bielas para motor en V (biela madre y bieleta).

Las bielas son obtenidas por estampado, dejándose la superficie de la caña en bruto en los motores para automóvil (figs. 299 y 300); en las de aviación, por el contrario, todas las superficies son cuidadosamente maquinadas. En las figuras 301 y 302 están representados dos tipos de biela para motores en V, y en la figura 303, el de un motor en estrella.

El material comúnmente usado es el acero al carbono (C % = 0,35) para las construcciones económicas y el acero al cromo-niquel o al cromo-molibdeno-vanadio en los casos en que se tienen fuertes solicitaciones. También se construyen bielas estampadas en duraluminio.

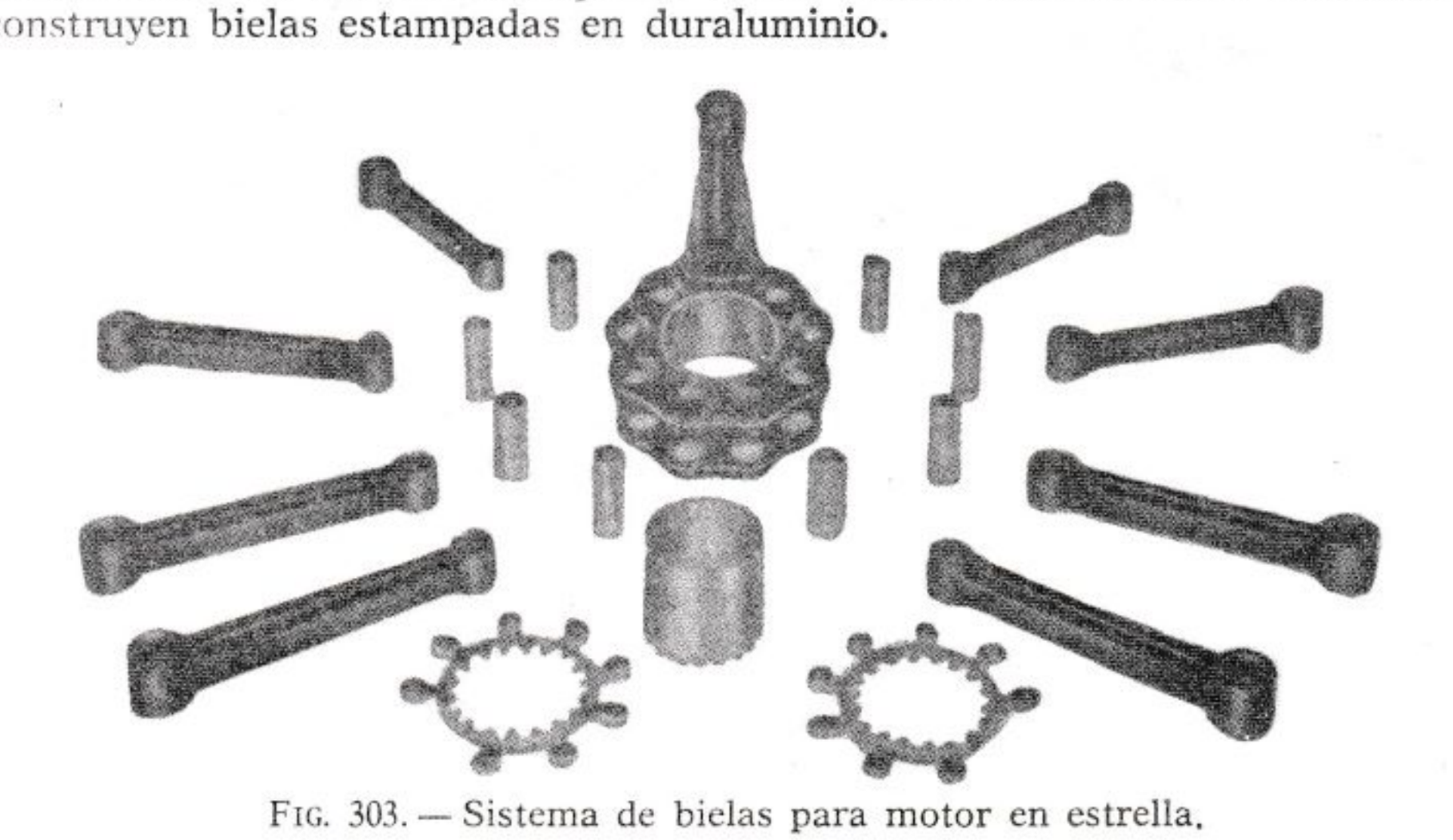


FIG. 303. — Sistema de bielas para motor en estrella.

XIX. 6. Eje de cigüeñales

Es una de las partes más importantes del motor; sometido a un severo trabajo, requiere una oportuna elección del material y una cuidadosa elaboración. El eje de cigüeñales (fig. 304) está compuesto de *pernos de bancada, de pernos de biela,* de *brazos de manivela* y de las dos extremidades conductoras. Un perno de biela con los dos correspon-

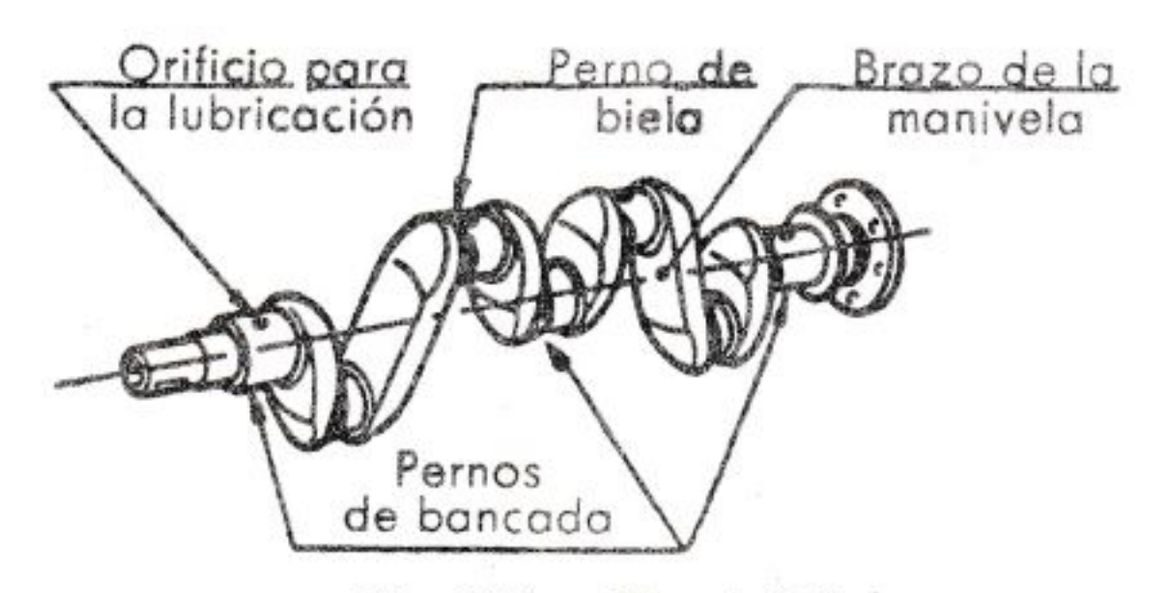


FIG. 304. — Eje cigüeñal.

dientes brazos forma una *manivela*: entre dos pernos de bancada pueden estar comprendidas una, o dos, o tres manivelas; sólo muy raramente se ponen cuatro.

Por lo general, el eje es forjado en una sola pieza (automóviles), pero con frecuencia está compuesto de diversas partes unidas entre sí (mo-

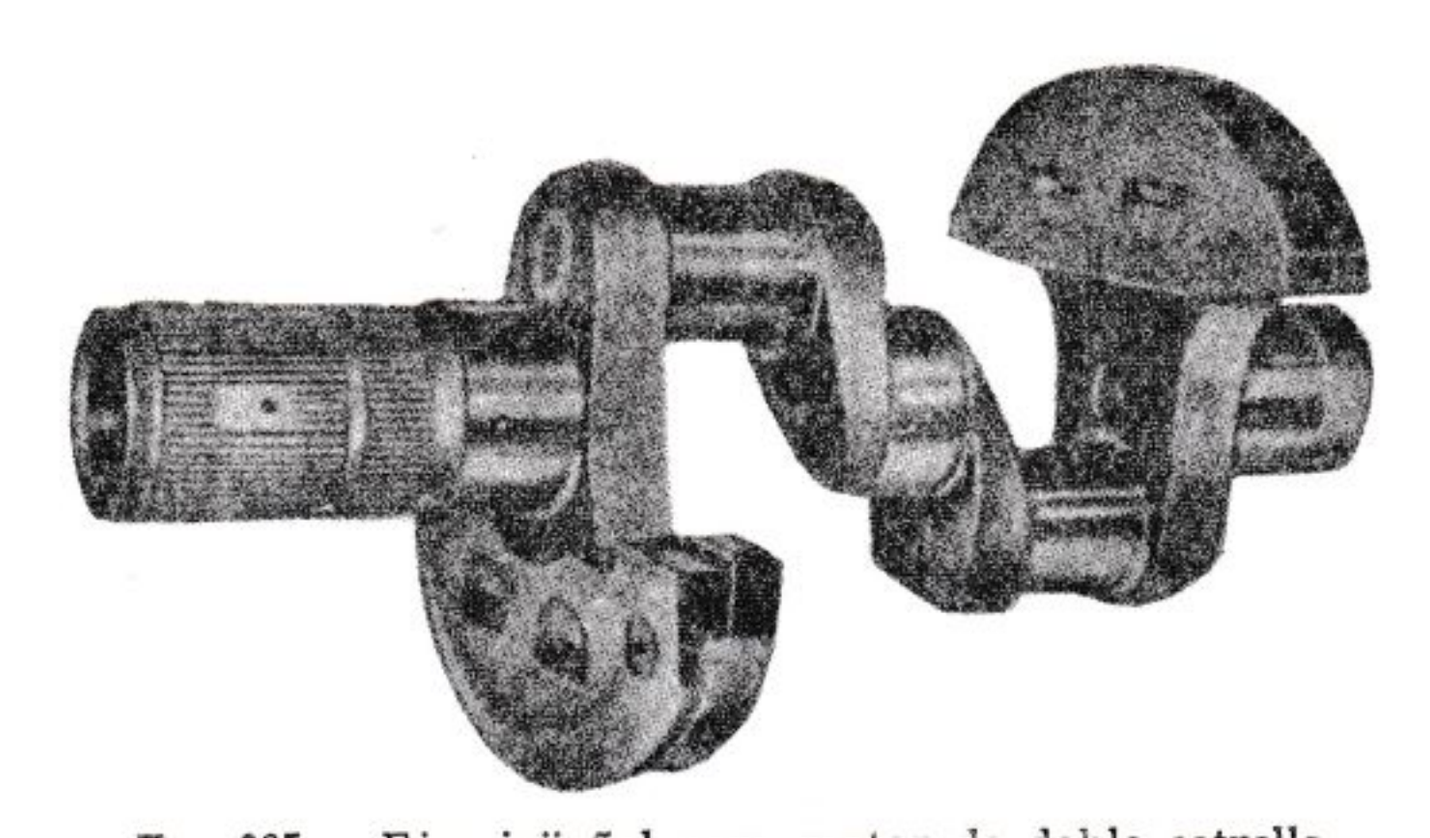


FIG. 305. — Eje cigüeñal para motor de doble estrella.

tores de grandes dimensiones, motores monocilíndricos o bicilíndricos para motocicletas, motores de aviación en estrella, motores con cojinetes de biela y de bancada sobre rodillos o bolas). La figura 305 muestra un eje para motor de aviación de doble estrella, con contrapesos del tipo pendular.

Las *dimensiones del eje* correspondientes a los *pernos* se calculan en función de las cargas que deben soportar los cojinetes, de la velocidad de régimen y de la rigidez que es necesario obtener para impedir que haya presiones o vibraciones de torsión. Cuando un eje satisface estas condiciones es por lo general más que suficiente para transmitir la potencia útil. Hemos dicho ya en la primera parte cómo se calculan

FIG. 306. — Eje con contrapesos para un 4 cilindros de 4 tiempos.

las cargas resultantes sobre los pernos de biela, la importancia que tenía el equilibrado del eje y cómo se obtenía: hacemos ahora algunas consideraciones prácticas.

El factor que limita la *capacidad de carga de un cojinete* es su aptitud para resistir el calor generado por el rozamiento; *esta aptitud es aproximadamente proporcional a la superficie proyectada, es decir, al producto de la longitud por el diámetro.* Y como el calor transmitido

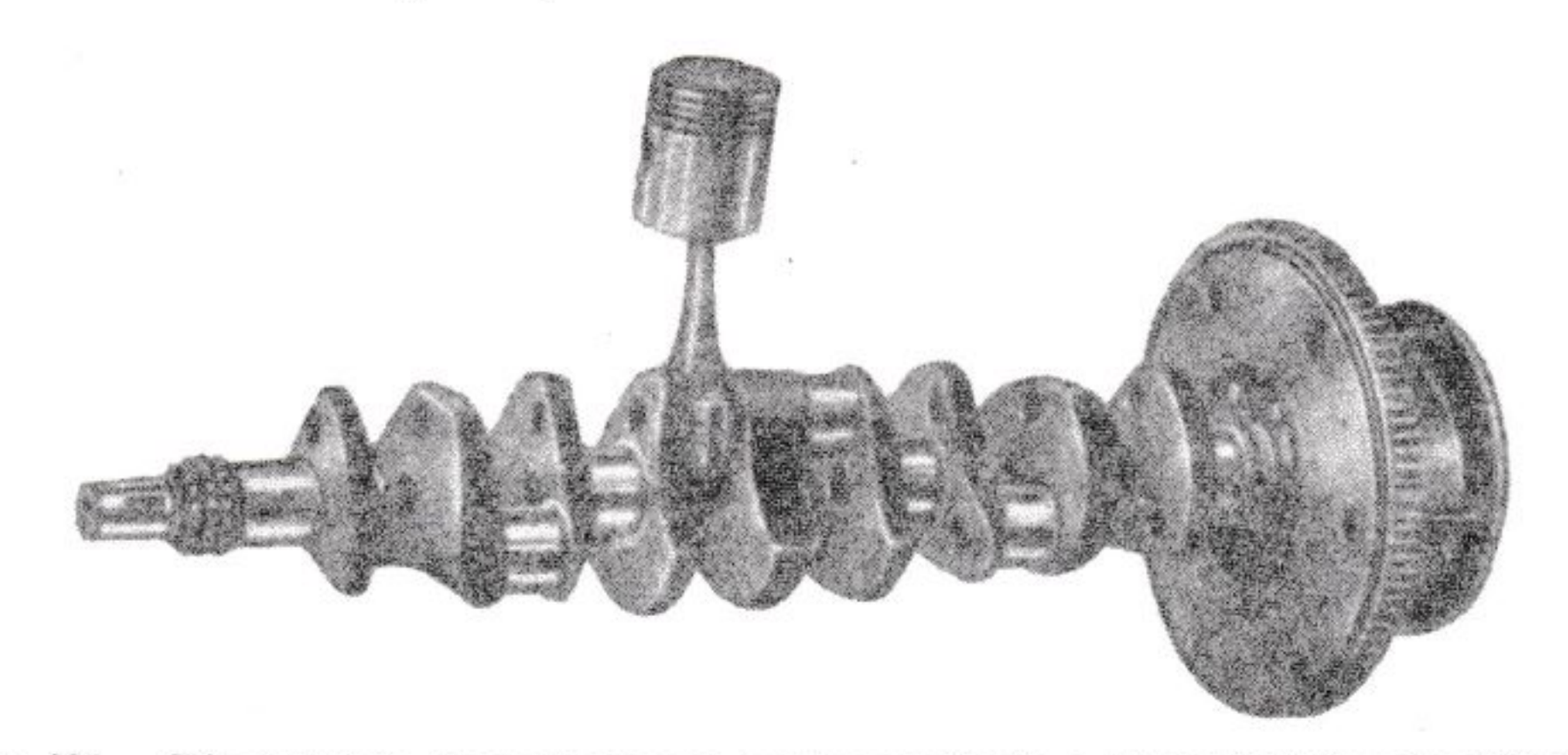


FIG. 307. — Eje provisto de contrapesos correspondiente a un motor de seis cilindros y de 4 tiempos.

es proporcional a la velocidad de deslizamiento, es decir, a la velocidad periférica v del perno, y entre ciertos límites, a la presión específica media p, calculada como relación entre la carga y la superficie proyectada del cojinete, en definitiva la capacidad de carga de un cojinete está expresada por el producto $p\ v$ en $kg/cm^2 \cdot m/s$.

Para una carga dada y para una determinada longitud del perno, aumentando el diámetro aumenta la velocidad de deslizamiento, pero

disminuye la presión unitaria sobre el cojinete, por lo que el proyectista tiene una cierta libertad de elección. Pero debe de considerar que cuando los diámetros son pequeños pueden verificarse deformaciones y, por tanto, presiones excesivas en ciertas partes del cojinete, así como también vibraciones de torsión. Es, por tanto, buena norma escoger diámetros más bien grandes con ventajas para la rigidez y también para la resistencia de los cojinetes, puesto que más fácilmente apoyan uniformemente sobre toda su longitud. Este hecho permite también alguna vez una cierta reducción de la longitud de los pernos.

Los *contrapesos* pueden ser estampados en una sola pieza con los brazos de manivela así como tener diversas formas, especialmente en relación a la posibilidad para estampado o bien pueden ser acoplados de varias maneras.

FIG. 308. — Eje cigüeñal para motor de dos cilindros del coche FIAT 500.

Ha sido ya señalado el hecho que los ejes perfectamente equilibrados en su conjunto están provistos de contrapesos para disminuir la carga sobre los cojinetes de bancada.

Este es el caso de la mayor parte de los motores de cilindros en línea. Si bien en su conjunto están equilibrados, no lo están sus manivelas consideradas separadamente, y como el eje es siempre más o menos flexible, las fuerzas centrífugas que actúan sobre las manivelas se transmiten a los cojinetes de bancada adyacentes aumentando la carga. En los motores rápidos es por ello normal el añadir contrapesos para equilibrar cada manivela separadamente: la figura 306 muestra un eje de este tipo para motor de 4 cilindros y de 4 tiempos y la figura 307 el de un motor de 6 cilindros también de 4 tiempos.

El material usado normalmente para la construcción de los ejes de cigüeñales es el acero al carbono y en los casos de mayores solicitaciones el acero al cromo-níquel o al cromo-molibdeno-vanadio. Actualmente se construyen también para motores de coches y camiones, ejes en fundición esferoidal (fig. 308). Tiene gran importancia, por tanto, el tratamiento térmico: cuando, a causa de las fuertes cargas, hay que adoptar cojinetes con superficies más bien duras (bronce al plomo, duraluminio, etc.) los pernos del eje son endurecidos superficialmente con cementación o con un temple superficial llamado flameado o nitruración. Un procedimiento moderno es el proceso de endurecimiento superficial obtenido mediante un calentamiento eléctrico seguido de enfriamiento. El endurecimiento de una capa suficientemente gruesa aumenta la resistencia a la fatiga del eje.

Cojinetes

Los cojinetes de bancada y de biela, llamados también *bronces,* están generalmente divididos en dos mitades llamadas *casquillos* (fig. 309), obtenidas de un delgado tubo de acero o de bronce o de una plancha y revestidos en la superficie interna de *metal antifricción.* Van provistos de canales que sirven para asegurar el reparto del aceite en toda la superficie, y en el caso de cojinetes de bancada, para guiar el aceite, que proviene de los conductos de bancada, a los orificios practicados en el eje para distribuirlo a los pernos de biela. Los dos casquillos deben adaptarse con exactitud respectivamente con el interior de la cabeza de biela y con el asiento (cama) en la bancada, para que, dado su poco espesor, no sufran deformaciones que podrían ser dañosas para la antifricción y la uniformidad de contacto con los pernos. En los motores para autovehículos es necesario que el *metal antifricción,* llamado comúnmente metal blanco, posea los siguientes requisitos:

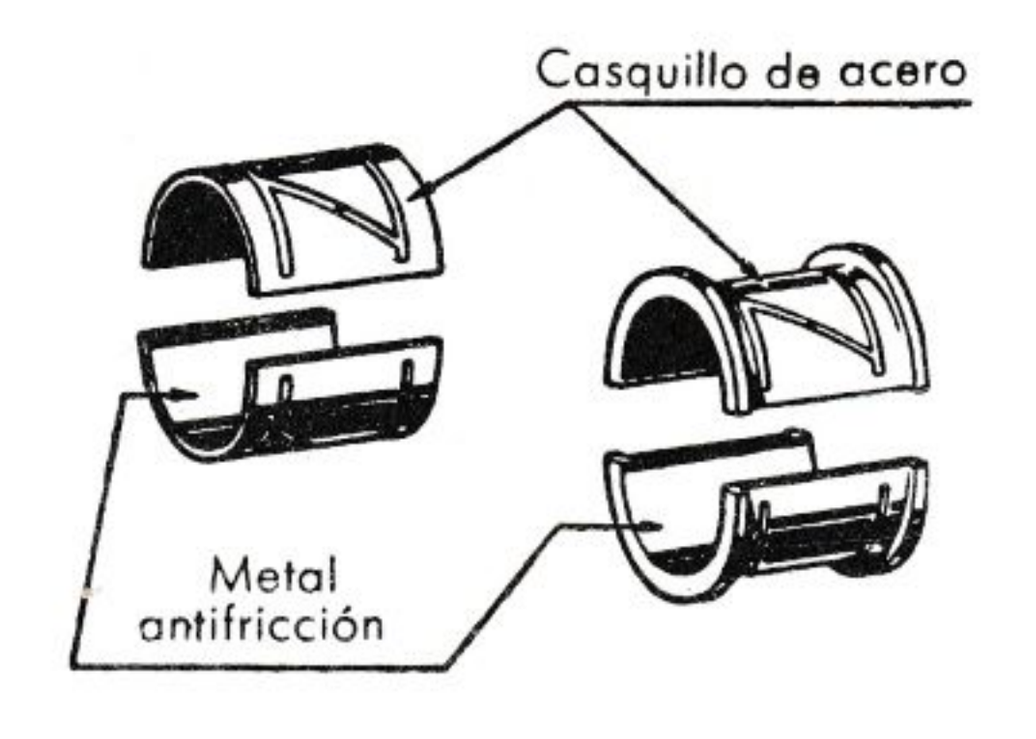


FIG. 309.
Cojinetes de un motor de aviación.

1.° No agarrotar el eje en caso de falta de aceite.

2.° Que no disminuya excesivamente su resistencia al aumentar la temperatura, de forma que en condiciones de máxima carga normal, no se verifiquen arrollamientos de material, grietas y prematuras roturas por fatiga.

3.° Permitir que las partículas sólidas eventualmente arrastradas por el aceite se incrusten en su masa.

4.° No sufrir corrosiones por la presencia eventual de ácidos orgánicos en el aceite.

5.° Permitir una fácil aplicación sobre los casquillos y tener una fuerte adhesión sobre los mismos en el caso de aplicación directa o después del estañado de los asientos.

En los motores para coches la aplicación del metal blanco directamente en la cabeza de biela sin casquillos ha sido abandonada.

El *metal blanco* comúnmente usado en automovilismo era, hasta hace poco tiempo, a base de estaño; una aleación óptima es la siguiente:

estaño 84÷88 %; antimonio 7÷9 %; cobre 4÷6 %; plomo 0,75 %.

Dado el continuo aumento de potencia específica de los motores siempre tienden a empeorar las condiciones de trabajo de los cojinetes. Evidentemente se han hecho y se están efectuando experimentaciones para obtener metales antifricción que permitan aumentar cada vez más las cargas unitarias y la velocidad de deslizamiento. Se han creado así metales al aluminio y al cadmio-plata-cobre, al cobre-plomo.

Un metal para cojinetes que tiene gran aplicación en los casos de fuertes cargas y elevadas temperaturas es la aleación a base de cobre y plomo. Esta aleación tiene, sin embargo, el inconveniente de ser más bien dura y de necesitar una abundante lubricación y un cierto huelgo en los cojinetes; si la superficie de los pernos no está endurecida se raya profundamente con las impurezas arrastradas por el aceite, que no son absorbidas por este metal antifricción.

A las aleaciones de este tipo se hace, en general, soportar valores del producto *p v máximos* (o sea correspondientes a la carga máxima que tiene lugar durante el ciclo normal) del orden de $650 \div 850 \frac{kg}{cm^2} \frac{m}{s}$ y *p v medios* (o sea correspondientes a la medida de las cargas del ciclo) del orden de 450÷550. La presión específica máxima oscila normalmente entre 80 y 100 kg/cm^2.

En los motores para autovehículos se usan *cojinetes con casquillos muy finos* de acero, revestidos de una delgadísima cada de metal antifricción que puede ser a base de estaño o bien al plomo o en aleación cobre-plomo. Hay también cojinetes de casquillos delgados con revestimiento de aleación de aluminio que dan óptimos resultados. El espesor total del cojinete es inferior a 2 mm, lo que permite métodos de fabricación en serie, con lo cual se puede alcanzar una gran uniformidad en las dimensiones y, por tanto, notables ventajas en el recambio. Notables son también las ventajas de carácter funcional y de empleo, como la mayor dispersión del calor debida al exacto acoplamiento entre el cojinete y su asiento, la uniformidad y continuidad de la lubricación debido a la constancia del huelgo en cada cojinete, aun en el caso de sustituciones.

Dado el pequeño espesor de la antifricción estos cojinetes pueden sufrir deformaciones relativamente fuertes, por lo que su resistencia a la fatiga en comparación con los cojinetes normales resulta notablemente aumentada.

Para un buen funcionamiento de los cojinetes, además de una precisa maquinación de los pernos del eje de cigüeñales, es necesario una cuidadosa limpieza del grupo de cilindros y el empleo de aceites que no tengan impurezas.

En estas condiciones la superficie del metal antifricción asume un aspecto bruñido que permite al eje de cigüeñales rodar con el mismo roce y, por tanto, obtener un desgaste inferior al que se tendría con los viejos tipos de cojinetes.

XIX. 7. El mecanismo de la distribución

Según la colocación de las válvulas los motores se dividen en dos grandes categorías —de *válvulas laterales* y de *válvulas en culata*— de los cuales ya conocemos, desde el punto de vista teórico, las diferencias en relación al rendimiento del motor y a la potencia máxima obtenible.

La disposición de los órganos se mantiene la misma para todos los motores con **válvulas laterales,** variando solamente las particularidades

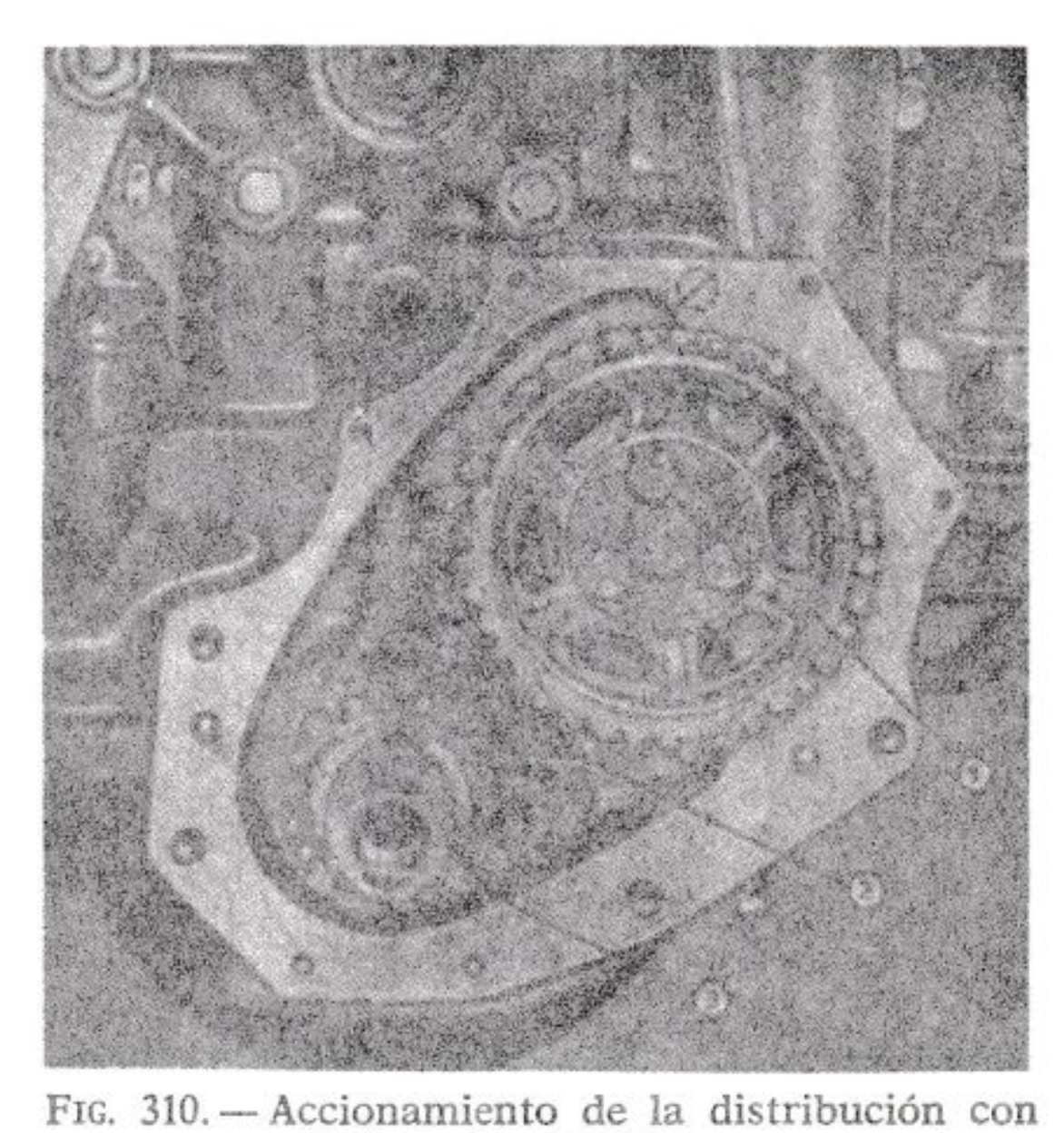


FIG. 310. — Accionamiento de la distribución con cadena de rodillos.

1, Engranaje del eje de la distribución. — 2, Referencias para la puesta a punto. — 3, Eje motor.

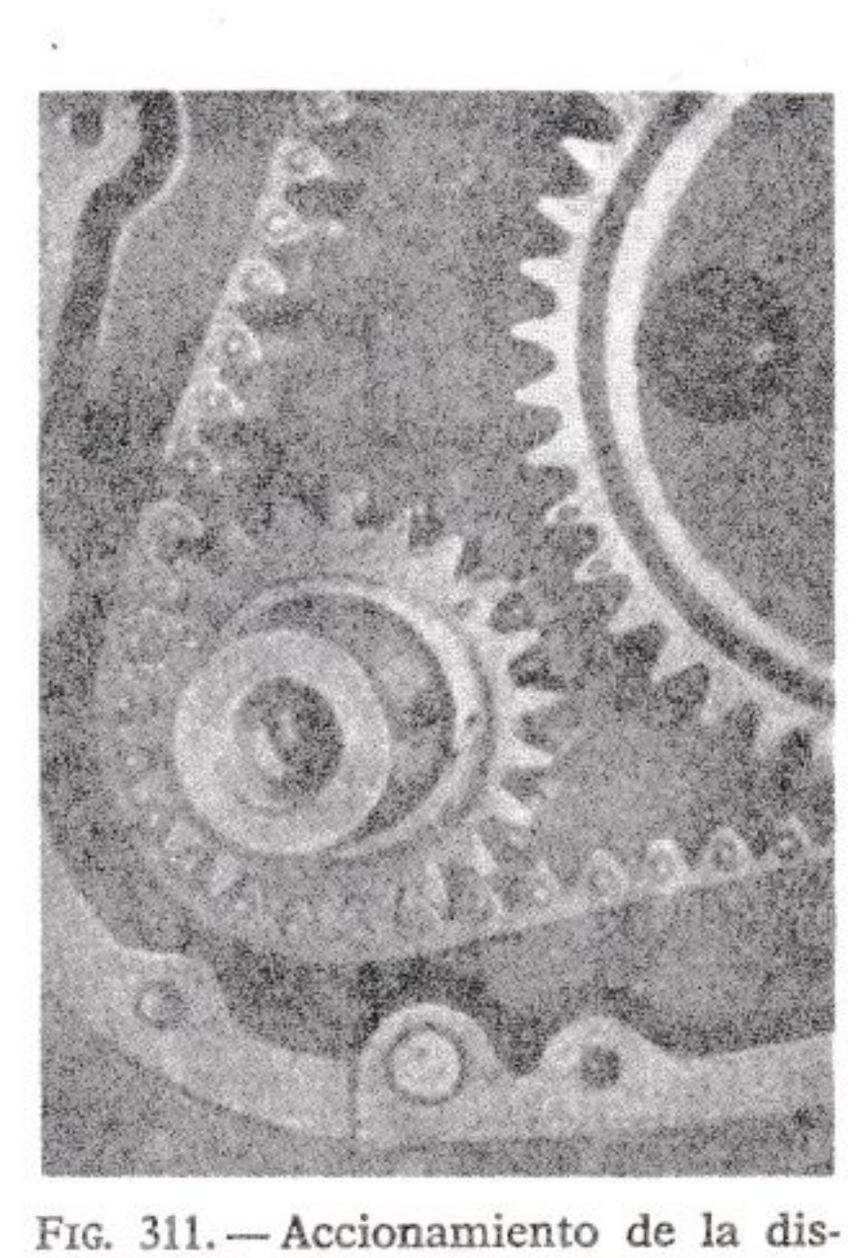


FIG. 311. — Accionamiento de la distribución con cadena de dientes.

de detalle. El eje de camones está siempre situado en la bancada por la cual es soportado mediante cojinetes, generalmente de bronce, y es accionado por el eje motor mediante *engranajes* cilíndricos o bien por una *cadena* que puede ser de *rodillos* (tipo Diamond, fig. 310) o de *dientes* (tipo Morse, fig. 311), o por una *cinta dentada* (fig. 317). En los motores para autovehículos cuando el accionamiento es por engranajes, éstos, para ser silenciosos, son construidos con dientes helicoidales. El eje está generalmente taladrado longitudinal y radialmente en correspondencia con los soportes, para recoger y distribuir el aceite lubricante.

Aunque la potencia absorbida por el mecanismo de la distribución es mínima, los engranajes y, sobre todo, las cadenas consumen también a causa del carácter pulsante del movimiento; las sacudidas debidas a la acción entre

camones y muelles de las válvulas causan alargamientos de la cadena y por consecuencia un cierto ruido. Cuando la cadena es larga porque acciona otros órganos además del eje de camones, está provista de un *tensor,* el cual consiste casi siempre en un piñón sujeto a una leva o montado excéntricamente sobre un perno, el que bajo la acción de un muelle se mantiene contra el trozo no tenso de la cadena.

Ya hemos hablado de los diversos tipos de taqués; un detalle digno de mensión es, para los taques a plato, el del desplazamiento lateral respecto al camón (fig. 312): este desplazamiento genera un movimiento rotativo del taqué sobre su eje (debido a la excentricidad de la componente de roce) por lo que se varía la posición del contacto y disminuye así el desgaste del platillo.

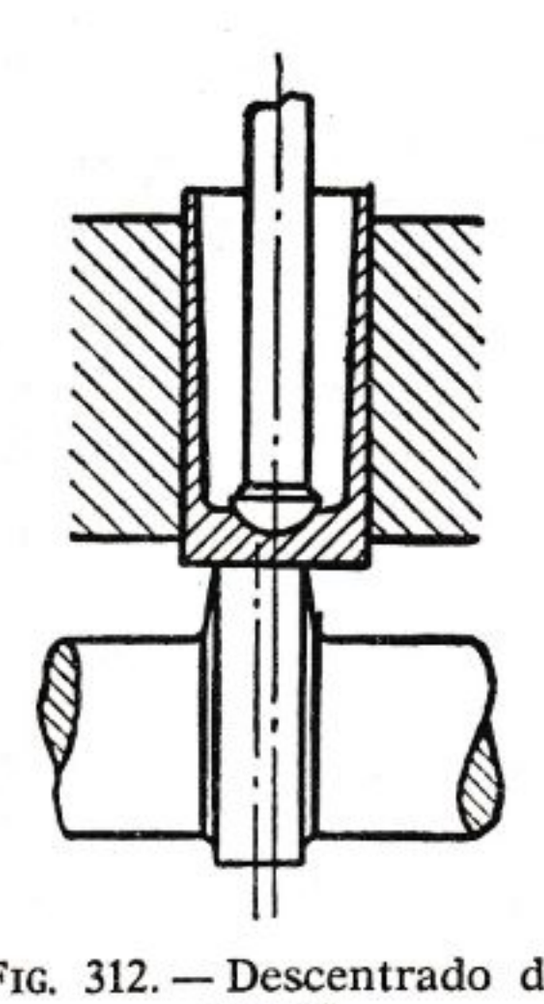


FIG. 312. — Descentrado del taqué.

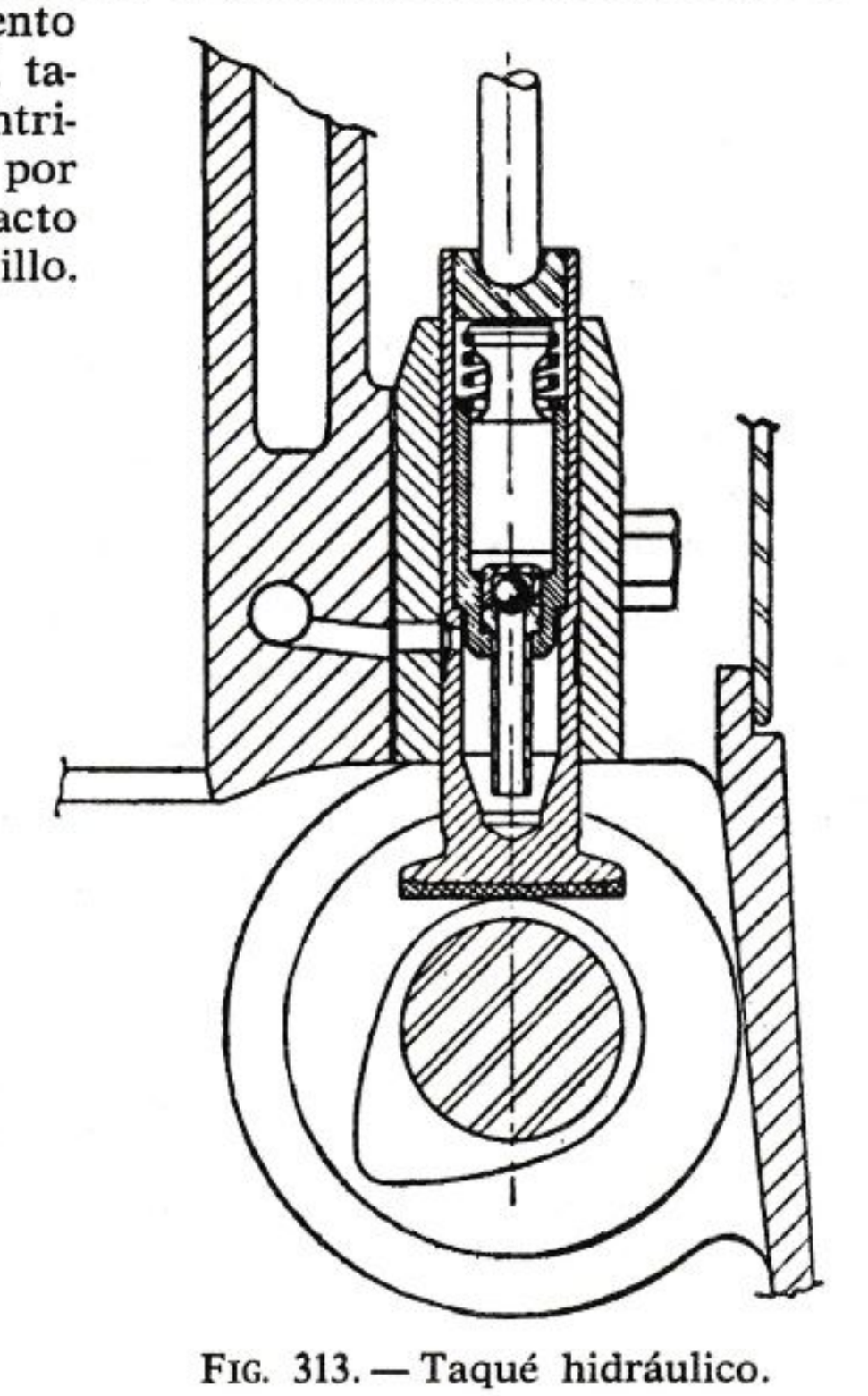


FIG. 313. — Taqué hidráulico.

La regulación del huelgo entre válvula y taqué se obtiene corrientemente con un tornillo que se fija en la posición necesaria con una contratuerca (figura 157); en los motores para automóviles de calidad se tiende a obtener la *regulación automática* por medio de *taqués hidráulicos* que funcionan por acción de la presión del aceite lubricante (fig. 313).

El mecanismo de la distribución de los motores de **válvulas en culata** puede ser realizado según diversos esquemas (fig. 314).

El *eje de camones* puede ser *lateral* (en la bancada: *e, f*) o en culata (*a, b, c, d*). Cuando está en la bancada (disposición que facilita la toma de accionamiento desde el eje motor) el movimiento alterno de los taqués es transmitido a las válvulas por medio de un *vástago* o de un *balancín.* Cuando está en *culata,* el accionamiento de la válvula puede ser *directo* o bien *indirecto*; en este último caso el intermediario es un *balancín* del tipo normal (*c*) o bien *un vástago* (*d*).

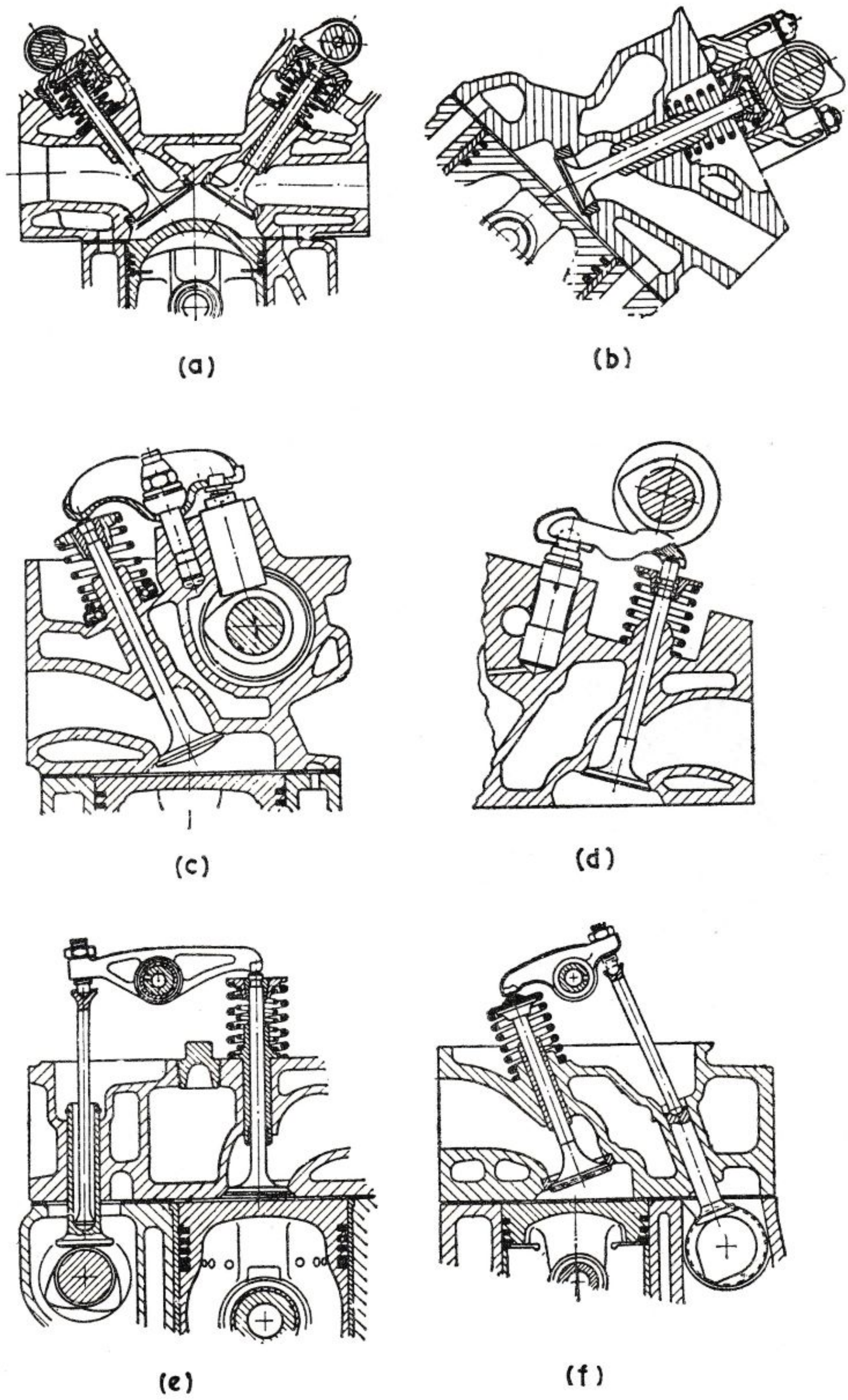


FIG. 314. — Mecanismos de la distribución con válvulas en cabeza.

a, b, sistemas con recuperación del juego mediante sustitución de la pastilla de apoyo entre varilla excéntrica; *e, f,* sistemas con regulación mecánica sobre la varilla; *d,* puntal hidráulico con recuperación automática del juego.

Los esquemas de la citada figura 314 ponen en evidencia los varios sistemas: los medios de regulación del huelgo son diversos, pero los más usados son siempre los de tornillo, similares a los tipos aplicados en los taques para válvulas laterales.

Con el eje de camones en la culata la toma de movimiento desde el eje motor resulta un poco más complicada que con el eje en la bancada; se crea dificultad sobre todo cuando con este sistema se quiere alcanzar el poco ruido que se requiere en el funcionamiento para los modernos motores de automóvil.

El accionamiento puede ser hecho con una cadena o con una serie de engranajes cilíndricos o también con un eje de cambio de marcha y dos pares de engranajes cónicos o helicoidales. Para el accionamiento con cadena es necesario, dada la longitud, la aplicación de tensores.

La cadena o los engranajes pueden servir, igual que en los motores con válvulas laterales, para accionar también los órganos auxiliares,

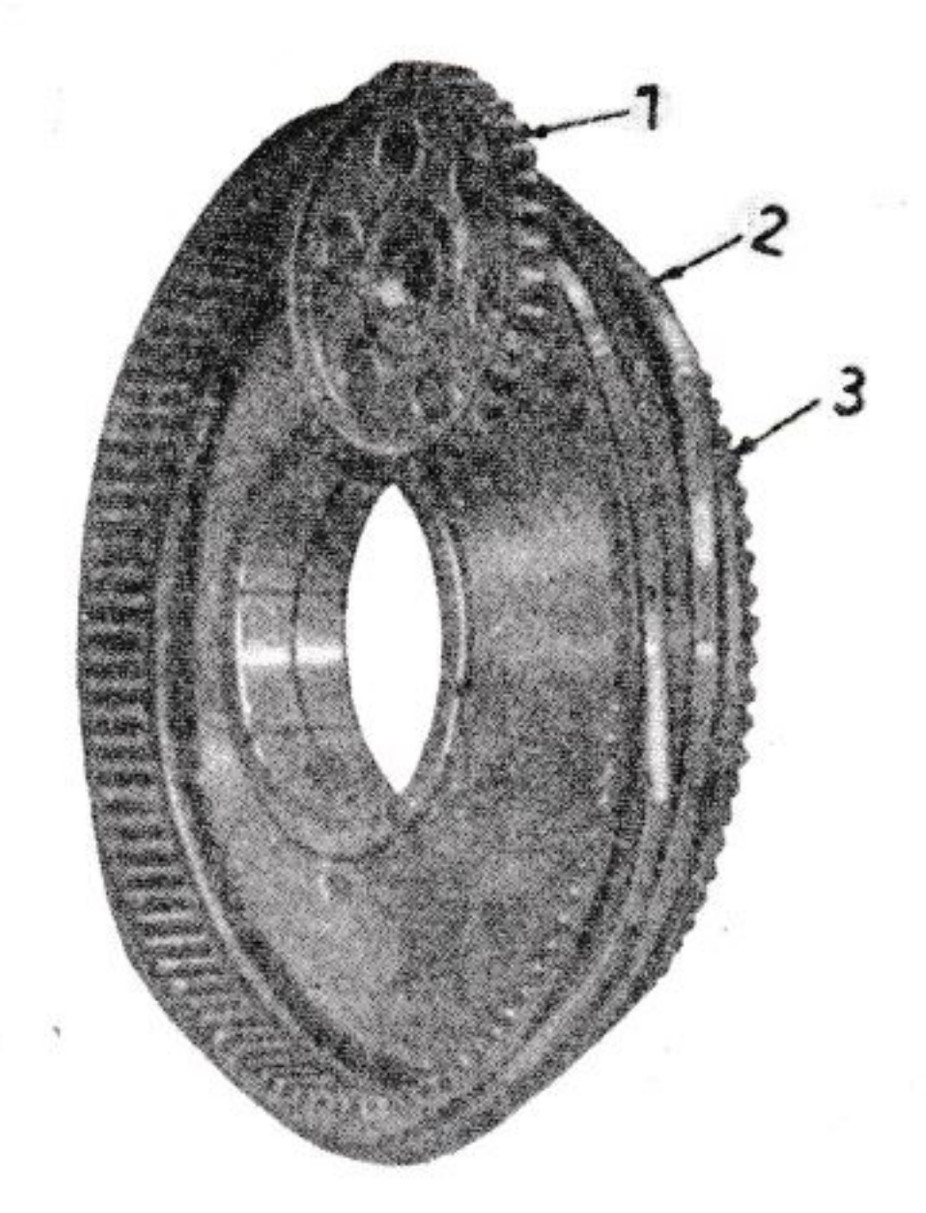


FIG. 315. — Accionamiento de la distribución del motor en estrella.

1, Rueda de transmisión. — 2, Tambor de accionamiento de la distribución. 3, Rueda dentada para el accionamiento del distribuidor de arranque.

como la bomba de agua, el regulador centrífugo, la magneto, la dinamo, un compresor de aire, etc. Todo el mecanismo está encerrado por una o más cubiertas de palastro, de aluminio, o también de material plástico, fácilmente desmontables para el acceso.

En la fig. 316 se reproducen los esquemas de accionamiento por cadena de numerosos motores y de los sistemas usados para mantener en tensión la cadena.

Últimamente se ha realizado un gran avance en el terreno de la reducción del ruido: la sustitución de la cadena por una cinta dentada (fig. 317). La cinta está compuesta por delgados filamentos de fibra de vidrio y caucho sintético (neopreno).

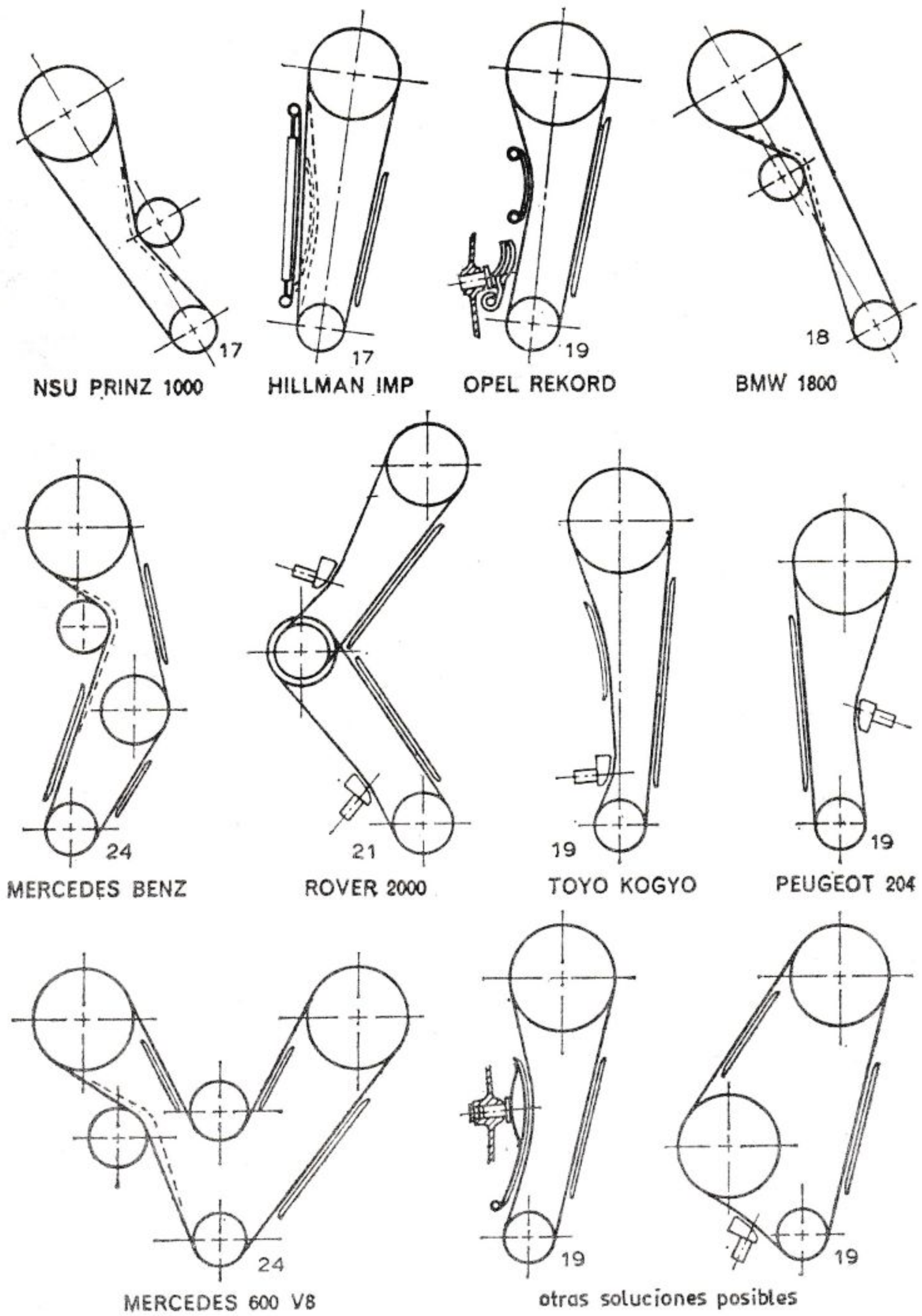


FIG. 316. — Algunos esquemas de mando de la distribución usados en motores de automóvil. En cada uno se indica el número de dientes del piñón.

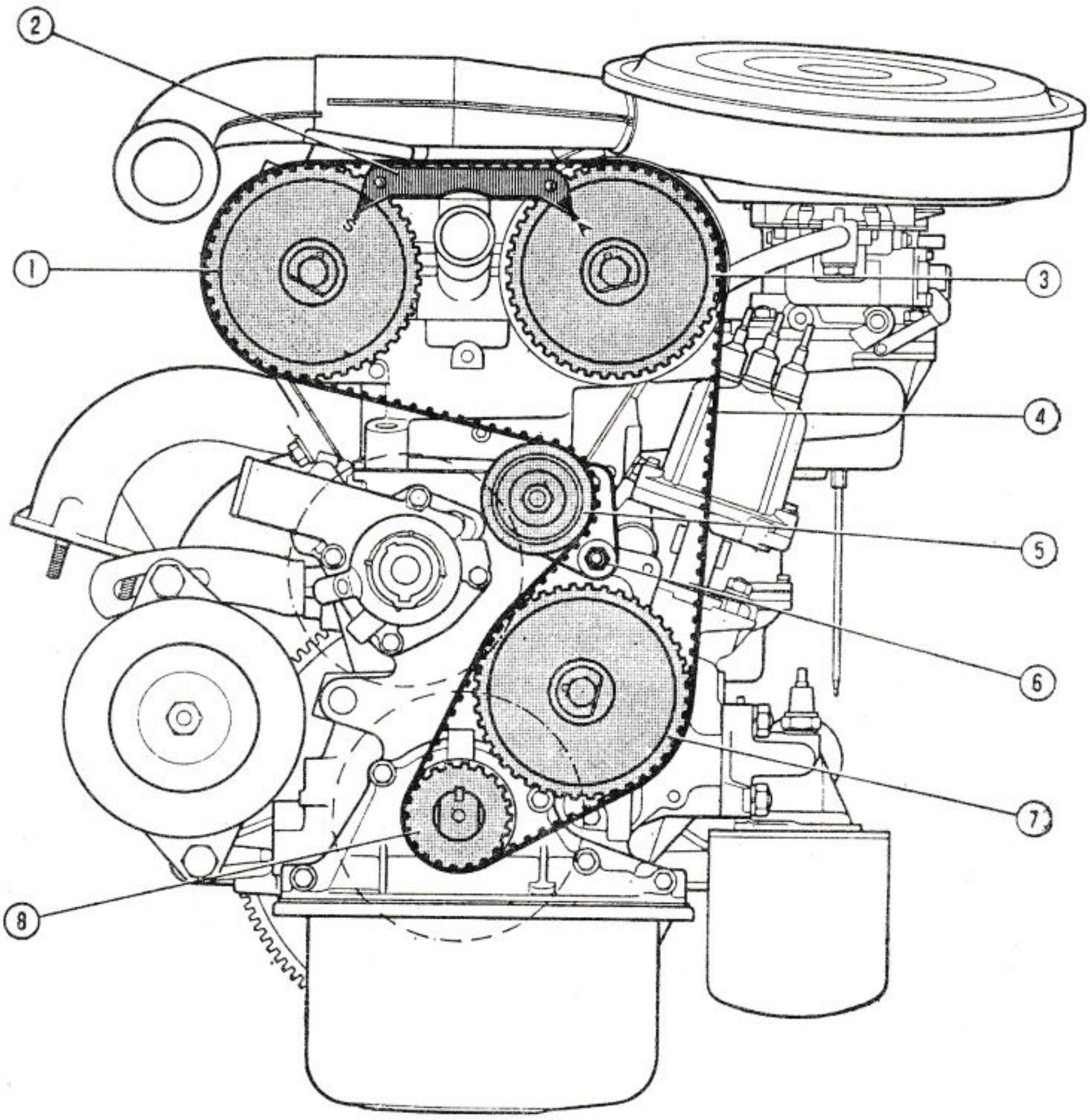


FIG. 317. — Esquema mando árboles de la distribución del motor Fiat para automóvil spyder-coupé 124.

1, Engranaje del árbol de distribución para mando válvulas escape. — 2, Brida con índices de referencia para la puesta en fase de los árboles de distribución. — 3, Engranaje del árbol de distribución para mando de las válvulas de aspiración. — 4, Correa dentada para mando árboles de distribución y engranaje 7. — 5, Rodillo tensor correa 4. — 6, Tuerca de bloqueo del tensor 5. 7, Engranaje para mando bomba aceite, distribuidor de encendido y bomba de alimentación. — 8, Engranaje conductor, acoplado sobre el árbol motor.

Una solución particular es la de los *motores en estrella;* en ellos todas las válvulas de escape están mandadas por un anillo cuyo perfil externo forma los camones, y todas las de aspiración por otro anillo similar. Los dos anillos forman un tambor que lleva el dentado para su movimiento. Para simplificar la construcción se reduce el número de camones al mínimo posible, calculando el valor i_e por medio de la relación:

$$i_e = \frac{i-1}{2}.$$

El ángulo que gira el tambor durante el desarrollo de un ciclo completo debe ser de $360°/i_e$, por lo que la relación de transmisión entre el eje motor y tambor es:

$$\frac{n_m}{n_e} = \frac{720}{360/i_e} = 2\ i_e = 2\ \frac{i-1}{2} = i-1.$$

En la figura 317 está representado un tambor de camones con los engranajes reductores.

Las características constructivas del sistema de accionamiento de la distribución, tales como el perfil de los camones, el tipo de taqué, la rigidez de los distintos órganos, etc., tienen, como ya hemos visto, notable influencia a los fines de alcanzar elevados regímenes de rotación.

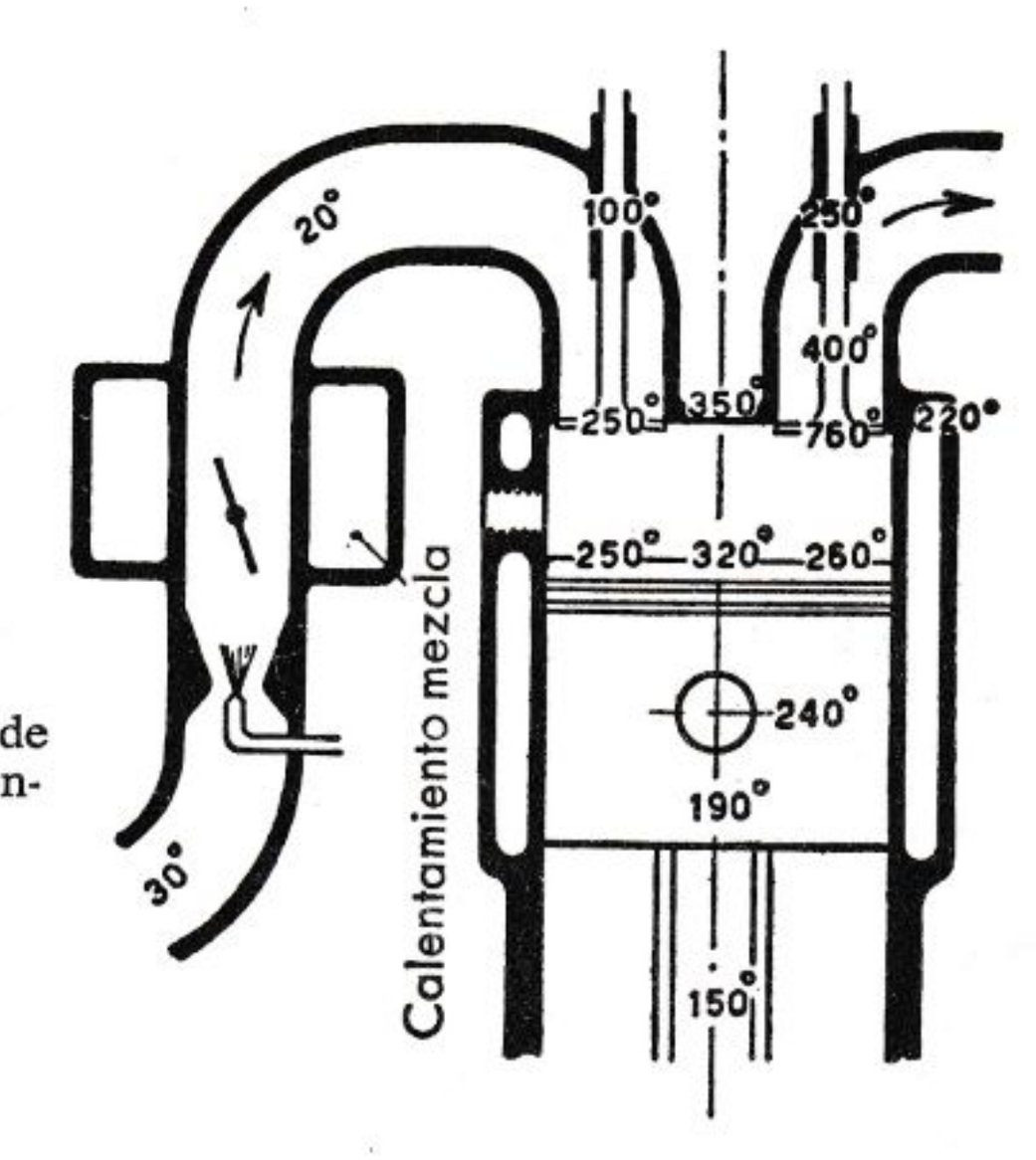


FIG. 318.
Valores medios aproximados de las temperaturas (° C) en los conductos y en el cilindro.

Recordamos que para cada tipo de accionamiento existe un régimen crítico para el cual se verifican inconvenientes tales como ruidos, trepidaciones, disturbios en las válvulas y también rotura de algún órgano.

Los máximos regímenes de rotación de los motores con distribución de válvulas en culata, accionadas por vástagos y balancines, oscilan alrededor de 6.000÷7.000 r.p.m. para los motores destinados a coches deportivos y alcanzan las 8.000÷8.500 r.p.m. en los motores para motocicletas de pequeña cilindrada (125-175 cm³).

En los motores de carreras que tienen las válvulas accionadas con simple o doble eje de camones en culata se alcanza, para cilindradas unitarias no superiores a 175 cm³, 11.000÷12.000 r.p.m.

Para eliminar o reducir los inconvenientes arriba indicados y también para reducir la potencia absorbida por el accionamiento de la distribución (recordamos que las cargas de los muelles de las válvulas en los motores rápidos alcanzan valores muy altos) sobre algunos motores (de carreras) se usa el accionamiento *desmodrómico* de las válvulas que determina mecánicamente, además de la *abertura*, también el *cierre* de las válvulas (sin necesitar la presencia de muelles muy fuertes).

Válvula

Como consecuencia de la elevada potencia específica los órganos de la distribución están sujetos a un duro trabajo, que sólo pueden soportar si los materiales empleados para su construcción son elegidos oportunamente.

Desde el punto de vista funcional las válvulas deben resistir las elevadas y repetidas solicitaciones causadas por los golpes sobre los asientos, y mantenerse sin deformaciones también bajo la acción de las altas temperaturas a las que están sometidas; la válvula de escape puede alcanzar la temperatura de 750°. La figura 308 pone en evidencia cuáles son aproximadamente las temperaturas en los conductos y en los cilindros.

La válvula debe estar en condiciones de poder transmitir al aire o al agua de refrigeración el calor que recibe; la *disipación del calor tiene lugar a través del contacto entre el vástago y su guía, y entre el plato y su asiento.* Tiene, por tanto, gran importancia el grado de refrigeración de la guía y del asiento, así como su material. Las válvulas están tanto mejor refrigeradas cuanto menor es su diámetro (porque menor es la superficie expuesta a los gases en proporción a la superficie de contacto con el asiento) y cuanto mayor es la longitud de la guía y el diámetro del vástago (siendo mayores las superficies a través de las cuales es disipado el calor). Por ello, a los efectos de la residencia contra las solicitaciones térmicas, las válvulas de escape se hacen, en general, de diámetro menor que las de aspiración y, en los cilindros de grandes dimensiones, es preferible disponer dos (o también más) en lugar de una sola de gran diámetro.

La temperatura de la válvula desciende al usar una mezcla rica y combustibles de alto calor latente de vaporización, como es por ejemplo el metanol; aumenta, por el contrario, al aumentar el número de revoluciones y a disminuir el grado de adelanto al encendido; el valor de la relación de compresión no tiene influencia directa sobre la temperatura.

Para la *construcción de las válvulas de escape* se ha empleado durante un cierto tiempo el acero al tungsteno, del tipo usado para utensilios, que tiene óptimas cualidades de resistencia mecánica en caliente, pero que tiende a agrietarse a elevadas temperaturas: actualmente se usa de una manera especial el acero al cromo-silicio oportunamente tratado. El material que se considera mejor desde el punto de vista de la resistencia al calor es un acero austenítico con alta tenencia de níquel-cromo, por ello no magnético e insensible a los tratamientos térmicos: se usa especialmente para las válvulas de aviación, cuyos asientos cónicos están a menudo revestidos de *estelita.* Para mejorar la transmisión del calor del plato al vástago, las válvulas de escape en aeronáutica son a menudo construidas huecas y llenas parcialmente de sodio metálico o de sales de litio y de potasio, que resultan líquidas a la temperatura de funcionamiento (figura 319).

Las *válvulas de aspiración* están generalmente construidas con acero menos costoso (de bajo tenor níquel-cromo). Para los *muelles* los aceros más usados son aquellos al silicio-manganeso y el acero sueco (especialmente para los motores de aviación).

Desde el punto de vista del entretenimiento las válvulas deben estar montadas de modo que resulten fácilmente revisables y permitir también de una manera fácil su *esmerilado* y rectificado de los asientos cuando es necesario restablecer una buena estanqueidad.

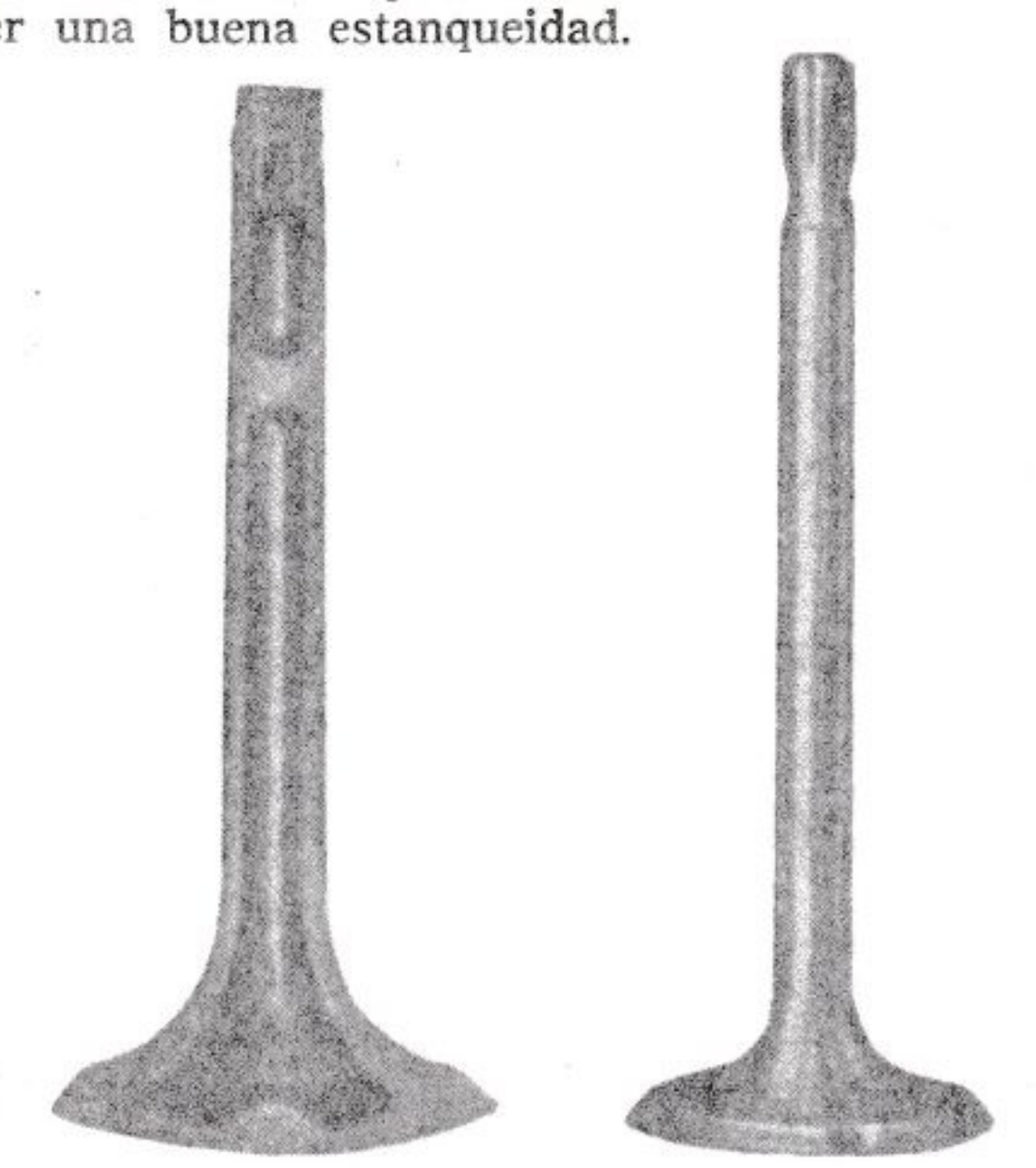


FIG. 319. — Válvula con sodio para motor de aviación.

FIG. 320. — Válvula para motor de automóvil.

Para los *ejes de camones* (fig. 321) se usa en general el acero con bajo tenor de carbono, forjado y cementado por carburación en la parte correspondiente a los camones, o bien fundición especial en coquilla en la referida

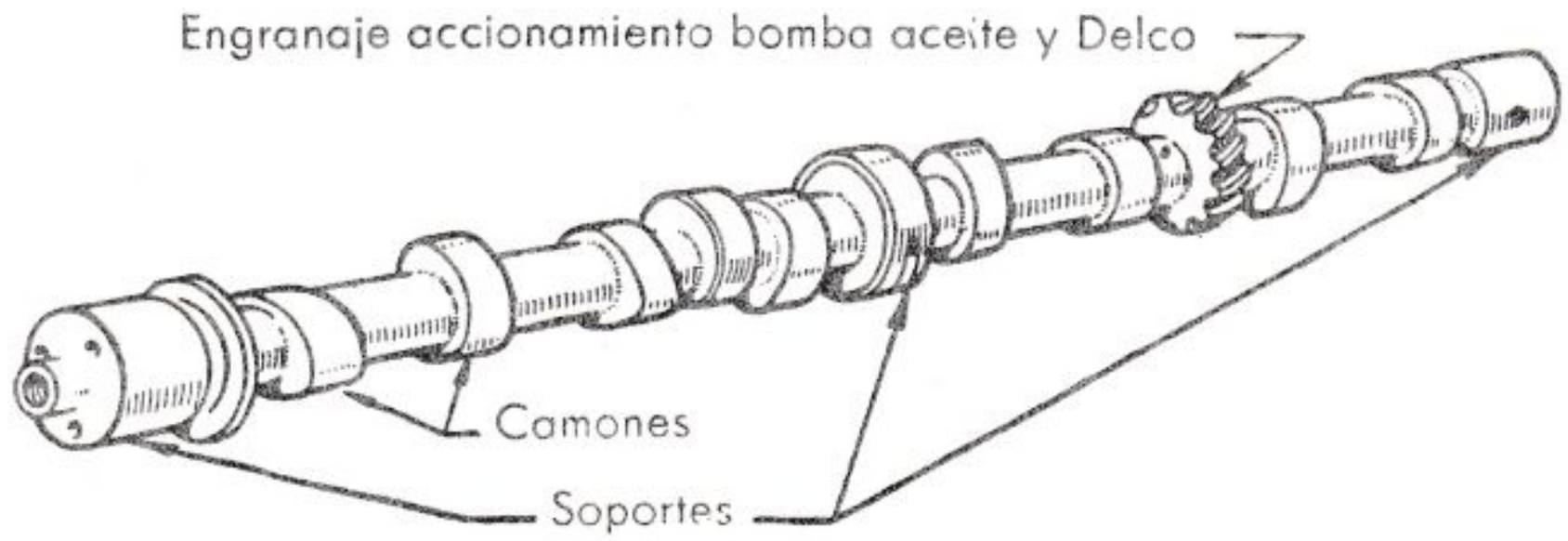


FIG. 321. — Eje de camones.

parte, o templada después de calentamiento de los camones con llama de gas.

Los *taqués* son construidos en acero cementado o más a menudo, en fundición en coquilla que presenta una superficie de gran dureza superficial y es por ello capaz de resistir muy bien el desgaste.

CAPÍTULO XX

GRUPOS AUXILIARES

XX. 1. Órganos de refrigeración. Bomba de agua

La bomba de agua se usa en el sistema de refrigeración de circulación forzada. Son siempre del tipo centrífugo, porque resultan simples y aptas para obtener grandes caudales con pequeña presión de impulsión, y son aspirantes o impelentes según que el circuito esté por debajo o por encima del motor. Están formadas por un *cuerpo*, casi siempre de fundición o aluminio, que comprende el conducto de entrada y el de salida del agua y contiene además el *rotor* (fig. 322). El agua entra al centro y frontalmente en el rotor y es centrifugada por éste en el colector de caracol.

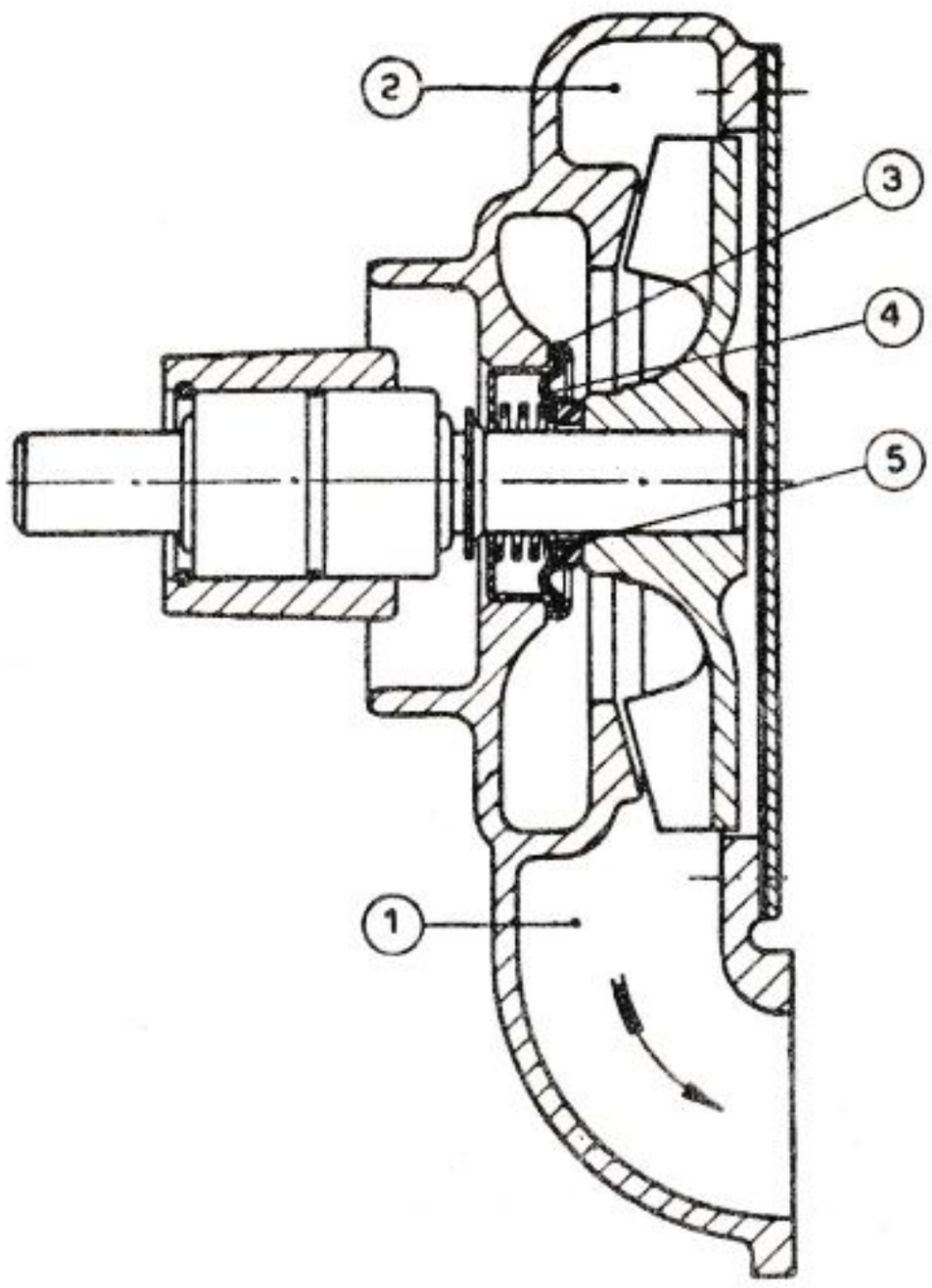


FIG. 322. — Bomba de agua con empaquetado fijo en el cuerpo de la bomba.

1, Salida de agua. — 2, Colector de caracol. — 3, Caja en plancha delgada. — 4, Elemento de goma. — 5, Anillo de grafito.

El rotor puede ser con palas curvas o radiales, independientes o formando parte de un tabique de fondo. Es construido de bronce, fundición o aluminio y algunas veces de plancha; el eje donde va montado está generalmente construido en acero cementado o nitrurado; para evitar oscilaciones o rayados, a menudo se croma o se construye en acero inoxidable. La estanqueidad del agua a la salida del eje del cuerpo de la bomba se asegura por una adecuada empaquetadura. En la actualidad las usadas casi universalmente son del tipo de anillo de grafito que se desliza sobre una superficie metálica (acero inoxidable o fundición). El anillo de grafito es mantenido contra la superficie metálica por un muelle encerrado en una caja; la caja puede estar montada fija en el cuerpo de la bomba (fig. 322) o

giratoria con el rotor (fig. 323). Estos tipos de empaquetaduras pueden tener diversas formas según las condiciones de empleo.

Los cojinetes del eje de la bomba son generalmente de bolas, simples o dobles (ver fig. 323). La bomba es accionada desde el eje motor por medio de una transmisión de correa trapezoidal, de una cadena o de engranajes.

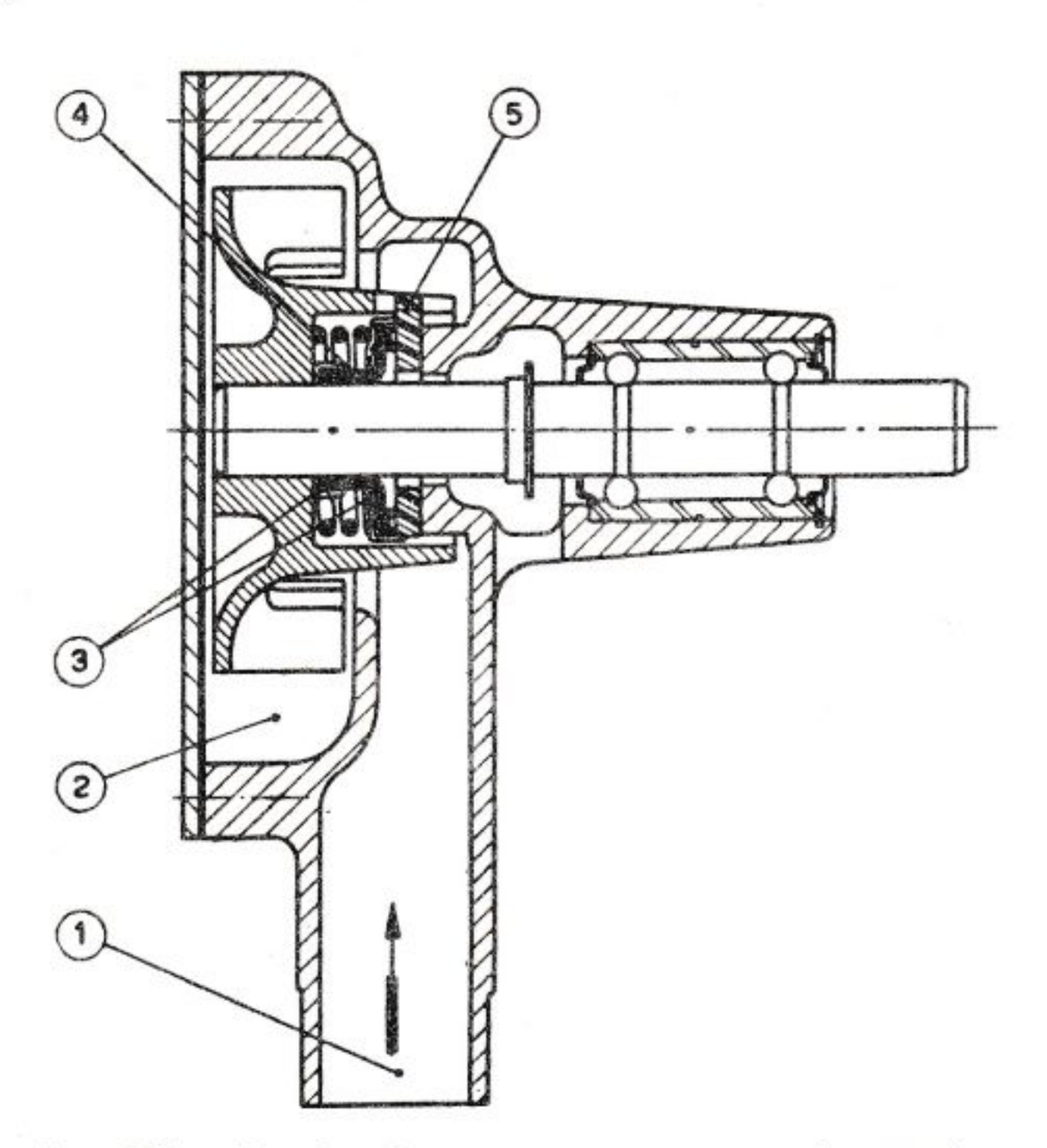


FIG. 323. — Bomba de agua con empaquetado rotativo.

1, Entrada de agua. — 2, Colector del caracol. — 3, Caja de lámina delgada. 4, Elemento de goma. — 5, Anillo de grafito.

Para el dimensionado de la bomba es necesario conocer el caudal que tiene que suministrar, así como la presión de impulsión o altura correspondiente necesaria para compensar las pérdidas de carga a través del circuito de refrigeración. Del caudal necesario para refrigerar el motor se habló ya en otra parte (párrafo VIII. 2. 3.); las pérdidas de carga total a través del circuito de refrigeración, cuando no pueden medirse experimentalmente, pueden preverse tomando como base datos de otros motores.

En la figura 324 se ha representado, a modo de ejemplo, la curva experimental caudal-pérdida de carga para el circuito de refrigeración (motor-radiador) de un motor de cuatro cilindros de 1.500 cm^3.

El dimensionado del rotor de la bomba se hace generalmente por similitud con bombas en las cuales se conocen las curvas características.

Por ejemplo, la altura H (en m de H_2O) de una bomba centrífuga de palas radiales con sección de paso entre las palas aproximadamente constante al variar el radio, puede ser expresada con aproximación mediante la fórmula:

$$H = \frac{(r_e^2 - r_i^2)}{2\,g}\,\omega^2 - h_r\,,$$

en donde; r_e = radio externo (en m); r_i = radio interno de las pa (en m); ω = velocidad angular de la bomba (en rad./s).

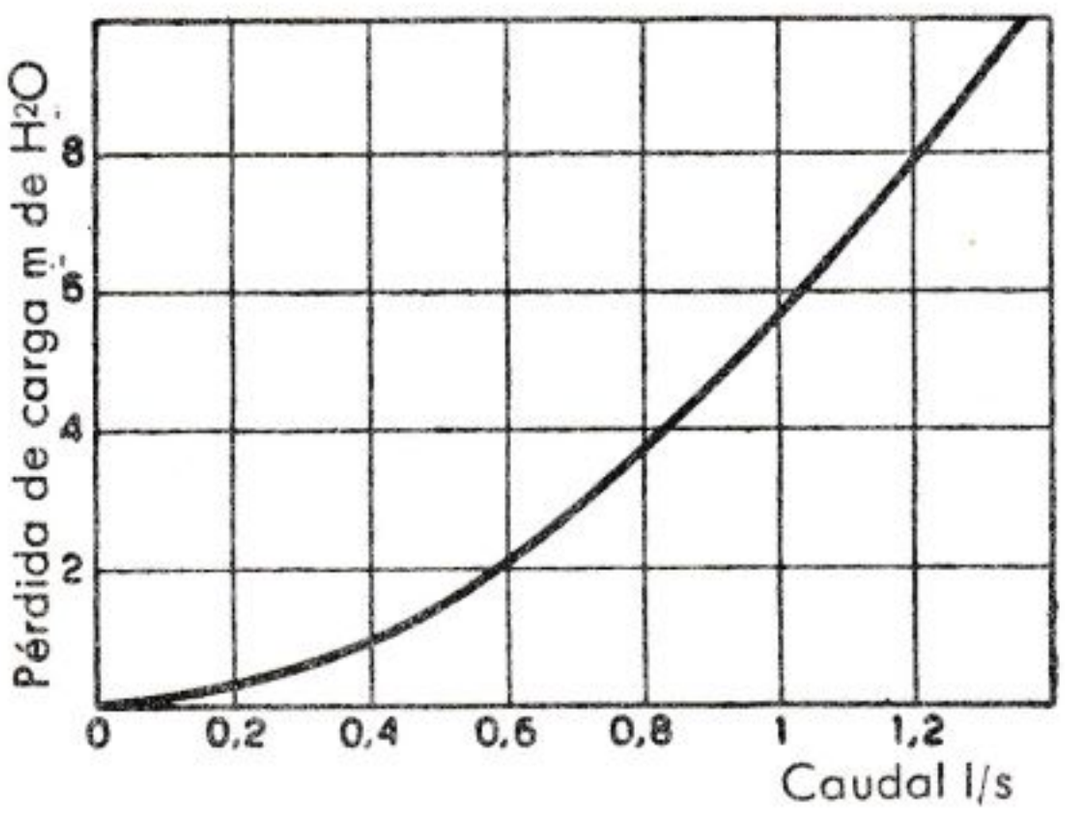


FIG. 324. — Pérdida de carga a través del circuito de refrigeración de un motor de cuatro cilindros de 1500 cm³.

El término h_r depende de la velocidad y del caudal de la bomba, y puede ser expresado en m de H_2O por la fórmula:

$$h_r = \sqrt{\omega}\ \sqrt{v^3}\,,$$

donde la constante C (en $s^2/m^{1/2}$) depende del diseño del rotor, del número de las palas, etc., y para rotores geométricamente similares, se puede considerar inversamente proporcional a la raíz cuadrada de una dimensión lineal del rotor mismo.

En la figura 325 se han llevado las curvas características experimentales caudal-altura para diversos valores de revoluciones, para la bomba cuyas dimensiones y forma están fijadas en la misma figura; para esa bomba el valor de la constante C, obtenido experimentalmente, es de $65 \cdot 10^{-3}$ ($s^2/m^{1/2}$).

Si indicamos, pues, con S (en m²) la sección total de paso del agua a través de las paletas, y con v (en m/s) la velocidad del agua misma, el caudal G (en l/s) de la bomba estará dado por la relación:

$$G = 1.000\ S\ v\,.$$

EJEMPLO. — *Dimensionar una bomba de agua capaz de un caudal G de* 1,7 l/s con una altura H de 6,7 m de agua a 4.000 r.p.m.

Queriendo obrar en similitud con la bomba cuyas dimensiones y curvas características están indicadas en la figura 325, llamamos μ la relación entre las dimensiones lineales de la bomba a proporcionar y las análogas dimensiones de la bomba de la figura 325.

Para la bomba de la figura 325 la sección de paso del agua a través de las paletas vale $0{,}79 \cdot 10^{-3}$ m². Para el rotor en cuestión será, por tanto:

$$S = 0{,}79\ \mu^2\ 10^{-3}\ \text{m}^2 .$$

Tendremos, pues:

$$v = \frac{G}{S\ 10^3} = \frac{1{,}7}{0{,}79\,\mu^2 \times 10^{-3} \times 10^3} = \frac{2{,}15}{\mu^2}\ \text{m/s}$$

$$H = \frac{(r_e^2 - r_i^2)}{2\ g}\ \omega^2 - C\ \sqrt{\omega}\ \sqrt{v^3} \qquad \text{m.}$$

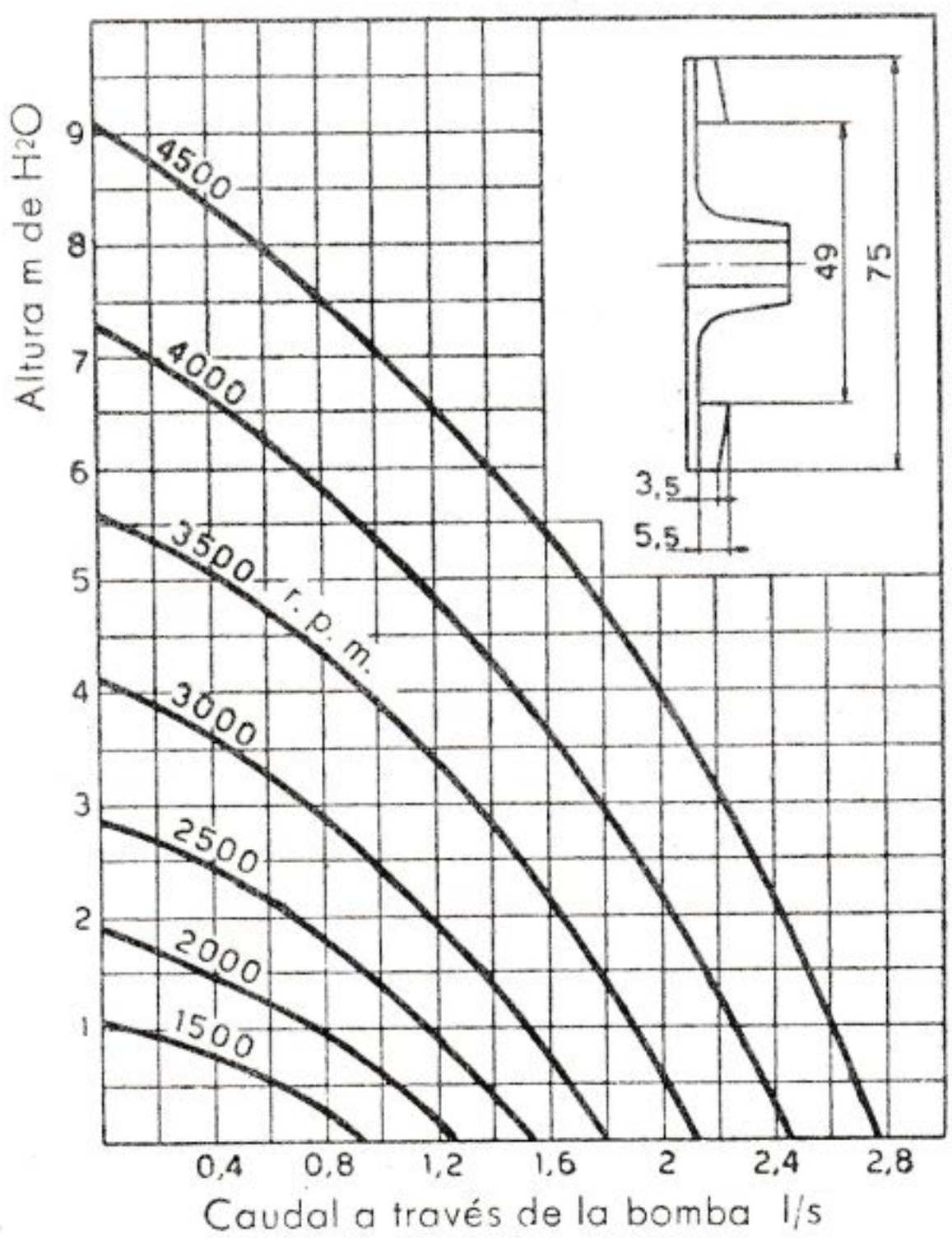


FIG. 325. — Curvas características de una bomba de agua de ocho paletas.

Para el rotor en cuestión los radios interno y externo son $\mu\, r_e'$ y $\mu\, r_i'$ siendo $r_e' = 37{,}5 \cdot 10^{-3}$ m y $r_i' = 24{,}5 \cdot 10^{-3}$ m de los radios interno y externo del rotor patrón de la figura 325.

Además, se ha dicho que la constante C es inversamente proporcional a la raíz cuadrada de una dimensión lineal del rotor y que para la bomba patrón vale $65 \cdot 10^{-3}$ ($s^2/m^{1/2}$); por tanto, para el rotor en cuestión será:

$$C = \frac{65}{\sqrt{\mu}}\ 10^{-3} .$$

Por otra parte tenemos:

$$\omega = 418{,}9 \text{ rad/s}; \qquad \omega^2 = 175 \cdot 10^3; \qquad \sqrt{\omega} = 20{,}47 .$$

Y en definitiva se tiene:

$$H = \mu^2 \frac{(37{,}5^2 - 24{,}5^2)}{2 \times 9{,}81} 10^{-6} \times 175 \times 10^3 - \frac{65}{\sqrt{\mu}} 10^{-3} \times 20{,}47 \sqrt{\frac{(2{,}15)^3}{\mu^6}} = 6{,}7 ,$$

recordando que 6,7 m es la altura fijada en el problema. Siguiendo los cálculos numéricos se tiene:

$$H = 7{,}21\ \mu^2 - \frac{4{,}19}{\mu^3 \sqrt{\mu}} = 6{,}7 \text{ m.}$$

Resolviendo por tentativas esta expresión se tiene:

$$\mu = 1{,}14 .$$

Esto significa que una bomba geométricamente similar a la de la figura 325, y teniendo las dimensiones lineales en la relación 1,14 con la del rotor, satisface los requerimientos del problema.

Tendrá por tanto que ser:

$$r_e = 1{,}14 \cdot r_e' = 42{,}75 \text{ mm}$$
$$r_i = 1{,}14 \cdot r_i' = 28 \text{ mm.}$$

Altura de la paleta al radio interno: $1{,}14 \times 5{,}5 = 6{,}3$ mm
Altura de la paleta al radio externo: $1{,}14 \times 3{,}5 = 4$ mm

Número de las paletas: 8:

Para esta bomba de 4.000 r.p.m. con un caudal de 1,7 l/s, la altura es de 6,7 m.

XX. 2. Radiadores

Los *radiadores* tienen la misión de transferir al aire el calor sustraído al motor por el líquido refrigerante.

Dado el bajo valor del coeficiente de transmisión del calor de la superficie del radiador al aire, es necesario hacer suficientemente amplia la superficie de transmisión.

Los radiadores están compuestos de dos *depósitos especiales,* uno de llegada y otro de salida del agua, y del *paquete radiante* propiamente dicho, entre ellos.

Según el sistema de realización, de este paquete radiante se distinguen dos tipos fundamentales de radiadores, que son: los radiadores de tubos de agua *(tubulares)* (figs. 326 y 328), y los radiadores de tubos de aire *(de panal)* (fig. 327).

El *paquete del radiador tubular* está formado de numerosos tubos unidos directamente a los dos depósitos, entre los cuales pasa el agua, provistos de aletas individualmente con laminillas envueltas en hélice o

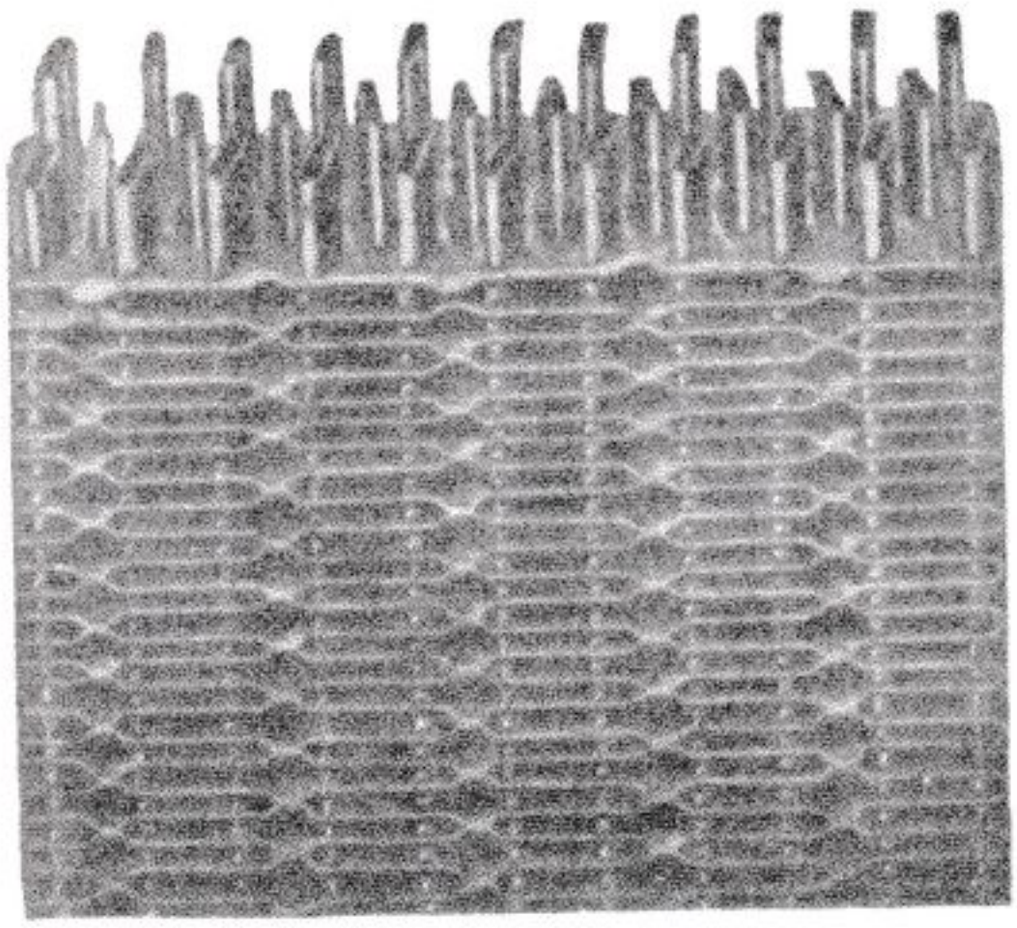


FIG. 326. — Radiador de tubos de agua (tubular).

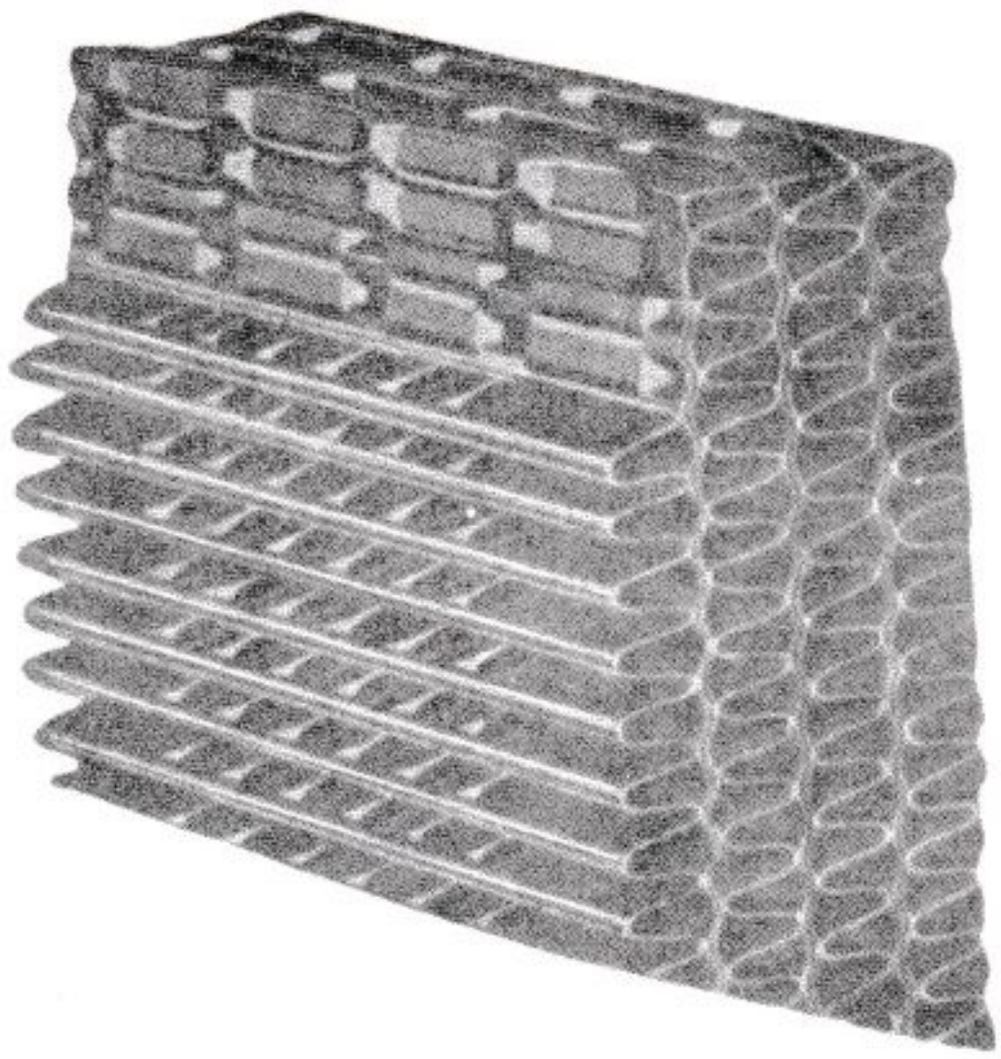


FIG. 327 — Radiador de tubos de aire (de panal).

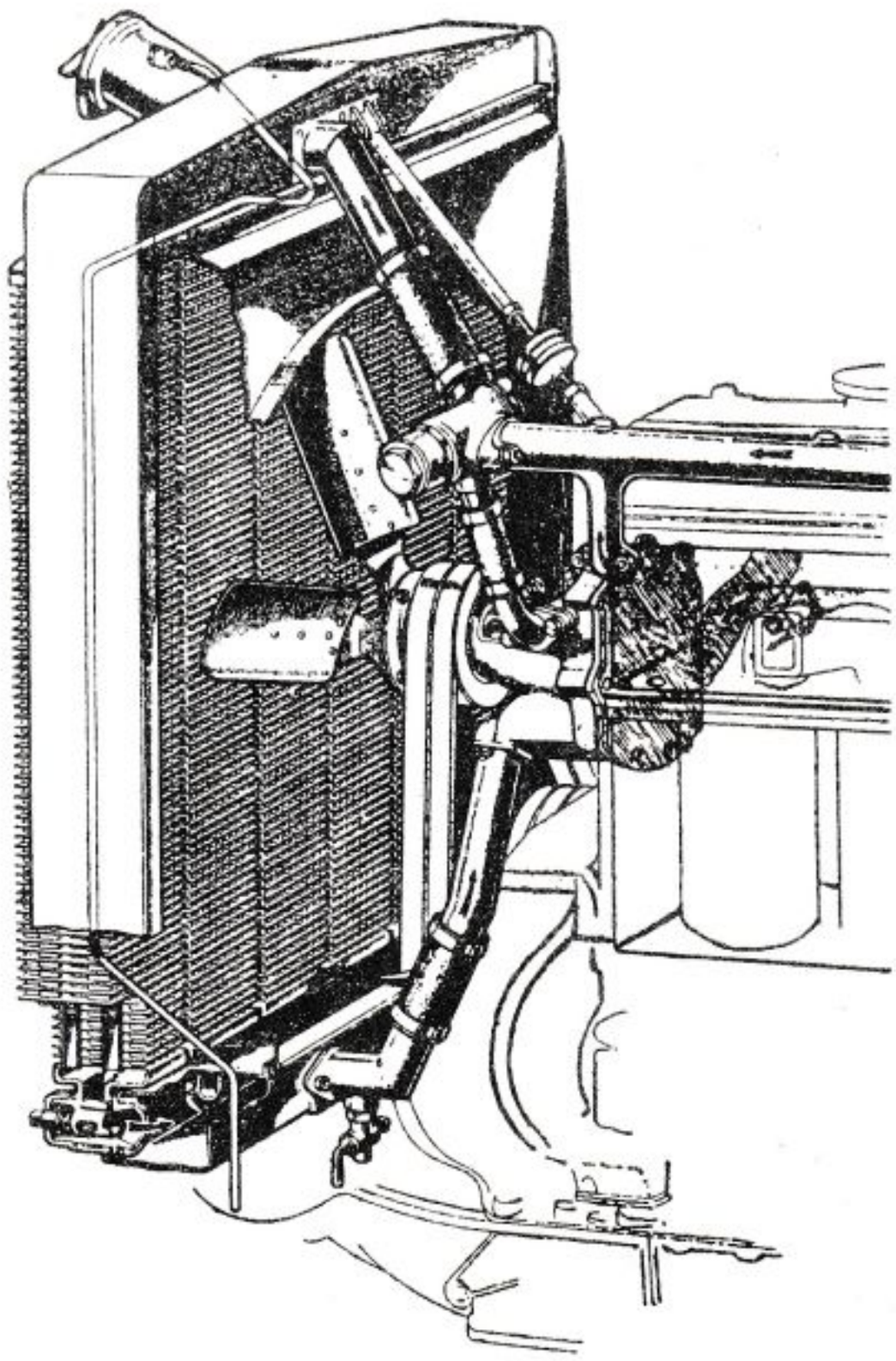


FIG. 328. — Radiador tubular para camión.

colectivamente con láminas que los unen entre sí. La segunda solución (figura 326) es la más usada en las aplicaciones automovilísticas por la simplicidad de fabricación y por la robustez del conjunto. Las laminillas están unidas a los tubos y los tubos a los depósitos mediante soldadura de estaño y pueden estar diseñados de tal forma que aumenten la turbulencia del aire de ventilación, al objeto de aumentar el coeficiente de transmisión del calor.

El *paquete del radiador de panal* está formado por tubos entre los cuales pasa el aire de ventilación, mandrilados en sus extremidades, adosados los unos a los otros y soldados por la parte correspondiente al mandrilado; el agua pasa por el espacio existente entre las superficies externas de los tubos de agua.

Los tubos pueden ser de sección circular, cuadrados o de cualquier otra sección. También en el tipo de panal con un buen estudio del perfil de los tubos se logra aumentar convenientemente la turbulencia del aire.

A igualdad de superficie total de transmisión el radiador de panal transmite mejor el calor que el radiador tubular por cuanto las paletas de este último tienen una eficiencia inferior a la unidad; sin embargo, razones de costo, de robustez y para que resulte compacto, hacen hoy preferible para los coches los paquetes tubulares.

Todos estos tipos de radiadores son de corrientes encontradas, es decir, el flujo de aire atraviesa el paquete radiante en dirección perpendicular al flujo de agua.

Los tubos de los radiadores para automovilismo están generalmente construidos con plancha de latón del espesor 0,8-1 mm, las laminillas de las aletas son de cobre o de acero del mismo espesor o espesor inferior; los depósitos son de lámina de cobre o de acero estañado o cromado.

La cantidad de calor disipada por un radiador del tipo ahora descrito está expresada aproximadamente por la fórmula:

$$Q = K\,A\,(t_{mH} - t_{mA})\ \text{Ca/h},$$

donde K (en Ca/m² °C h) es el coeficiente global de transmisión del calor definido con respecto a la superficie total lamida por el aire, A (en m²) es esta superficie, t_{mH} y t_{mA} (en °C) son, respectivamente, las temperaturas medias del agua y del aire que atraviesan el radiador. El coeficiente de transmisión K depende de la forma del radiador y de la turbulencia del aire.

El coeficiente de transmisión K, como se ha definido anteriormente, ya tiene en cuenta la forma constructiva del radiador, la eficiencia de las aletas, si se trata del radiador tubular, y de todas aquellas medidas de proyecto que tienden a favorecer el máximo intercambio de calor. Por tanto, su valor se obtiene experimentalmente y puede sufrir variaciones notables dependiendo del diseño del paquete radiante.

En la figura 329 está representada una curva experimental del valor del coeficiente K en función de la velocidad del aire que rodea el radiador, para un tipo de paquete radiante; en la misma figura están también representados los valores experimentales del caudal de aire que atraviesa la unidad de superficie frontal del radiador ($m^3/s\ m^2$).

El caudal Γ de aire de refrigeración a través del radiador está ligado a su incremento de temperatura por la fórmula:

$$\Gamma = \frac{Q}{\Delta t_A\ c_p}\ \frac{1}{3600}\ m^3/s,$$

donde Q son las Ca/h a disipar; Δt_A el incremento de temperatura del aire (en °C), y c_p su valor específico medio a presión constante (en Ca/m^3 °C).

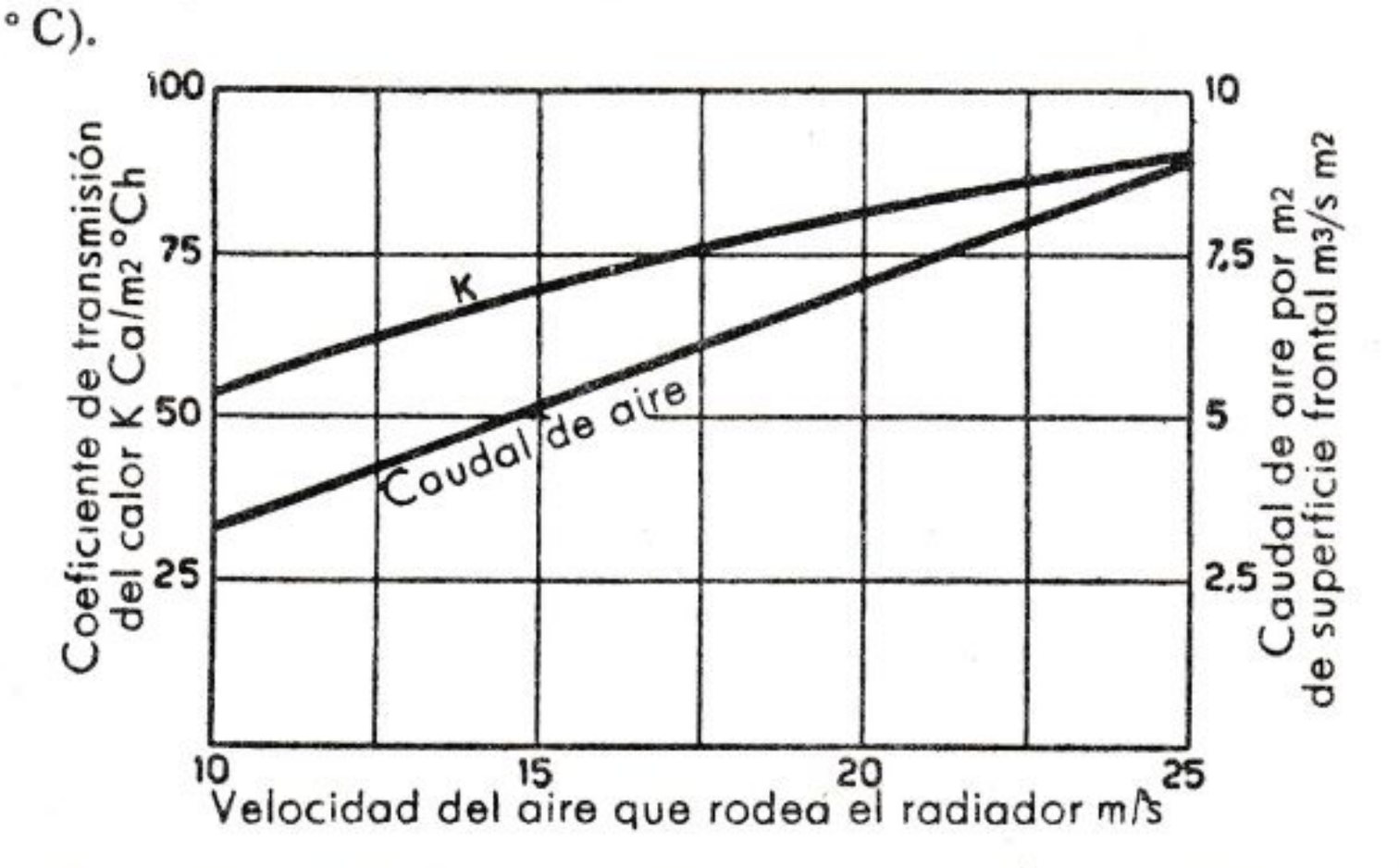


FIG. 329. — Coeficiente K y caudal de aire que atraviesa un metro cuadrado de superficie frontal, para un paquete radiante de dos filas con paso entre las aletas de 2 mm y con 41,65 metros cuadros de superficie total de refrigeración por metro cuadrado de superficie frontal, en función de la velocidad del aire que le rodea.

Las fórmulas arriba descritas, unidas al conocimiento de los valores del coeficiente de transmisión K, permiten el cálculo del proyecto o la verificación de las dimensiones de un radiador.

Algunas veces, para reducir las dimensiones del radiador, es necesario aumentar la temperatura de ebullición del líquido refrigerante. Para lograr esto, en casos especiales, se puede emplear un líquido que tenga un punto de ebullición más elevado que el del agua. Ha encontrado empleo, por ejemplo, en aeronáutica, el glicol, que a la presión atmosférica hierve a 179°C. Ésta es, sin embargo, una medida muy costosa; corrientemente se prefiere mantener como líquido refrigerante el agua y elevar la temperatura de ebullición aumentando la presión máxima que la misma puede alcanzar en el interior del circuito de refrigeración. La presión está limitada por válvulas que se abren y dejan escapar el vapor cuando la misma supera el valor deseado.

EJEMPLO. — *Dimensionar un radiador capar de disipar 20.000 Ca/h del motor de un vehículo que viaje a 90 km/h. El radiador está dispuesto en la parte anterior del vehículo y totalmente rodeado por el aire. Se supone además una temperatura del aire ambiente de 30° C y como temperatura media del agua en el radiador 80° C.*

La velocidad del aire que rodea al radiador será de 90/3,6 = m/s. Suponiendo una superficie radiante cuyas características se han dado en la figura 329 tendremos un coeficiente global de transmisión del calor:

$K = 90$ Ca/m² °C h; un caudal de aire a través de un metro cuadrado de superficie frontal: 8,9 m³/s m². Llamado A a la superficie frontal y A_f a la superficie total de refrigeración tendremos además:

$$A_f = \frac{A}{41{,}65} \text{ m}^2$$

ahora:

$$Q = K\ A\ (t_{mH} - t_{mA}) = K\ A \left(t_{mH} - {}_{EA} - \frac{\Delta t_A}{2} \right) \text{ Ca/h} \quad (1)$$

donde: t_{EA} = temperatura del aire ambiente 30° y Δt_A = incremento de temperatura del aire que atraviesa el radiador.

De la expresión del caudal de aire

$$\text{T} = \frac{Q}{\Delta t_A\ c_p} \frac{1}{3600} \text{ m}^3/\text{s}$$

y siendo $\text{T} = 8{,}9\ A_f$ a la presión normal y temperatura estable, $c_p = \sim 0{,}265$ Ca/m³ °C, se obtiene:

$$\Delta t_A = \frac{Q}{\Gamma\ c_p\ 3600} = \frac{Q}{8{,}9\ A_f\ c_p\ 3600} = \frac{Q\ 41{,}65}{8{,}9\ A\ c_p\ 3600} =$$

$$= \frac{20.000 \cdot 41{,}65}{8{,}9 \cdot 0{,}265 \cdot 3600} \cdot \frac{1}{A} = \frac{98{,}1}{A} \text{ °C.}$$

Sustituyendo en la expresión (1) los valores que competen a nuestro caso se tiene:

$$20.000 = 90\ A \left(80 - 30 - \frac{1}{2} \frac{98{,}1}{A} \right)$$

y efectuando los numerosos cálculos se obtiene:

$$A = \frac{20.000 + 4.414{,}5}{4.500} = 5{,}425 \text{ m}^2.$$

Para satisfacer los datos del problema será por ello necesario un radiador con paquete radiante del tipo cuyas características están reseñadas en la figura 329 y que tiene unas dimensiones frontales de:

$$A_f = \frac{5{,}425}{41{,}65} = \sim 0{,}13 \text{ m}^2.$$

XX. 3. Ventiladores. Termostatos

Los *ventiladores* se usan para activar la circulación del aire de refrigeración tanto en los radiadores como en los motores refrigerados por aire.

En el caso de los radiadores de automóvil, estando éstos generalmente situados en forma de tener una buena ventilación natural (radiadores dispuestos en la parte anterior) pueden emplearse ventiladores con pocas palas (de 2 a 6) (fig. 330) cuya función es de activar el caudal de aire a través del radiador cuando el vehículo marcha a pequeña velocidad.

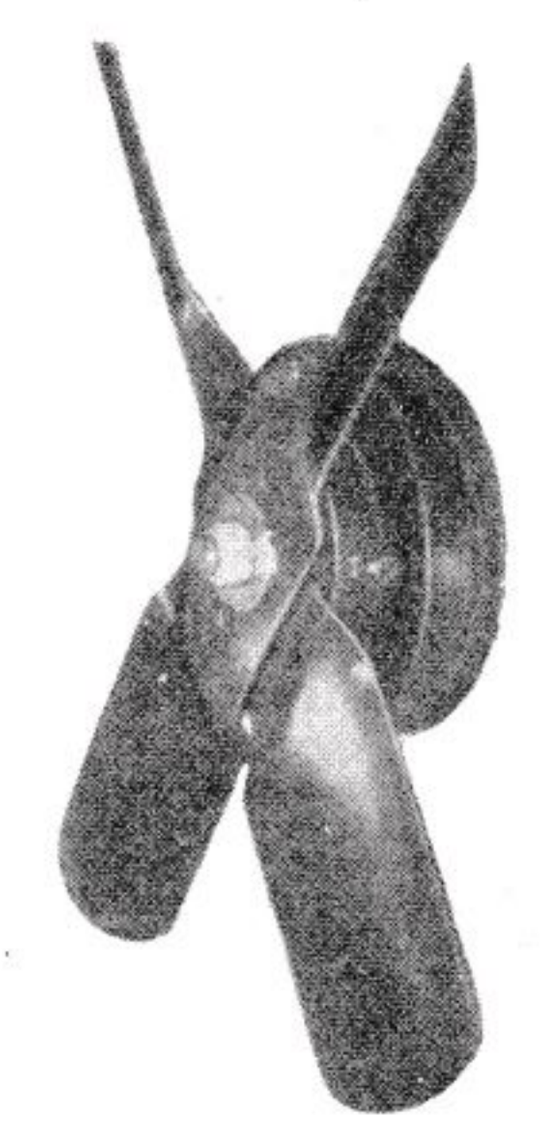


FIG. 330. — Ventilador para motor de automóvil.

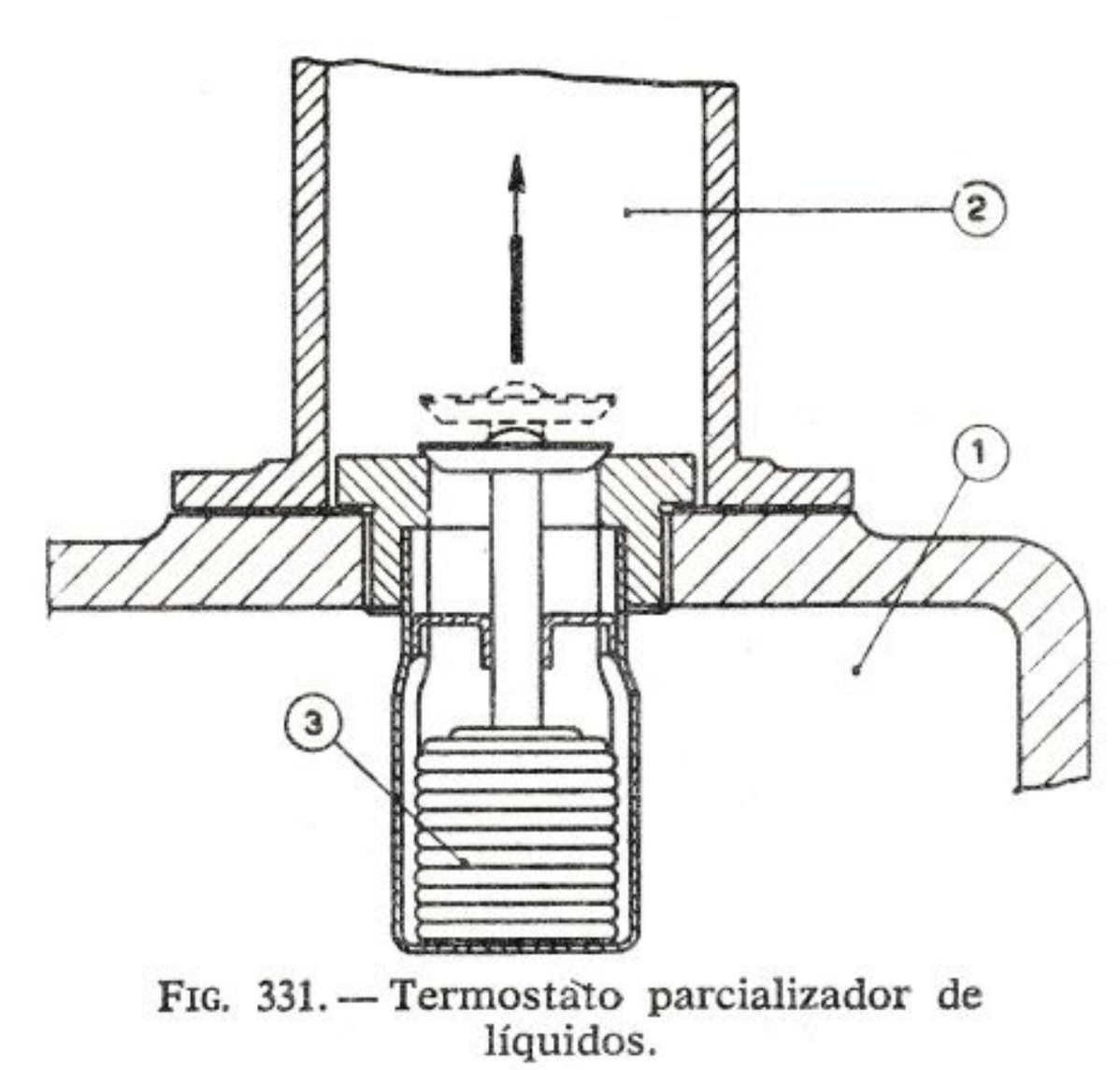


FIG. 331. — Termostato parcializador de líquidos.

1, Agua del motor. — 2, Descarga al radiador. — 3, Fuelle conteniendo el líquido de elevada tensión del vapor.

En la mayoría de los motores refrigerados por aire, excepto algunas aplicaciones especiales, o de radiadores que por su disposición no disfrutan de ventilación natural (radiadores dispuestos en la parte posterior —fig. 334—), son necesarios ventiladores más eficientes. En este caso se usan ventiladores centrífugos o axiales de más palas.

Los ventiladores, en general, están construidos de lámina de acero o más raramente fundidos en aluminio, o también en materia plástica, y son accionados, en la mayor parte de los casos, con correas de goma de sección trapezoidal.

El caudal de aire de un ventilador axial, que tiene una determinada forma, es directamente proporcional a su velocidad de rotación. La potencia absorbida crece, por el contrario, con el cubo de la velocidad. Si se aumenta

el diámetro externo y también en proporción la distancia interna entre palas opuestas, el cuadal, a igualdad de velocidad, aumenta con el cuadrado del diámetro externo. El caudal vería también con la curvatura de las palas y con su inclinación.

Para disminuir el zumbido del ventilador, las palas de aquéllos, de cuatro y de seis, se disponen a distinta distancia angular (fig. 330).

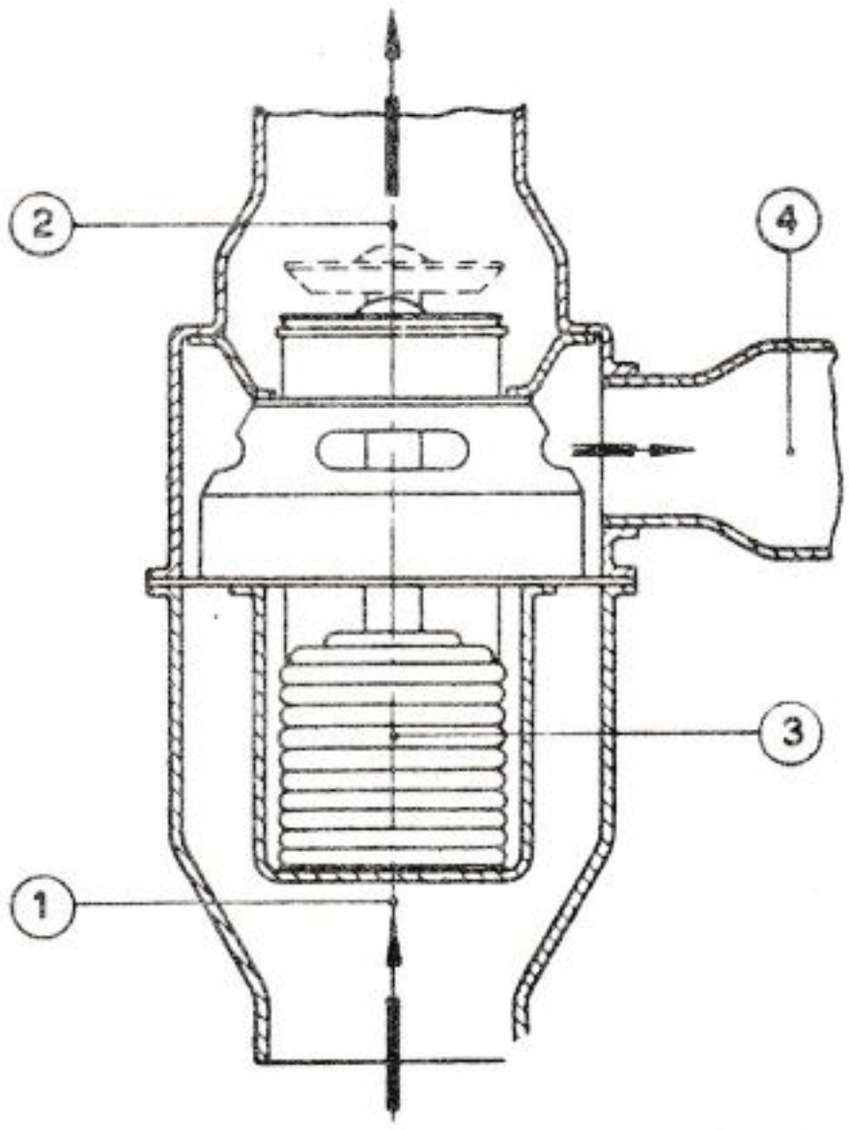


FIG. 332. — Termostato de cortocircuito.

1, Agua del motor. — 2, Descarga al radiador. 3, Fuelle conteniendo el líquido de elevada tensión de vapor. — 4, Tubería de retorno del agua al motor.

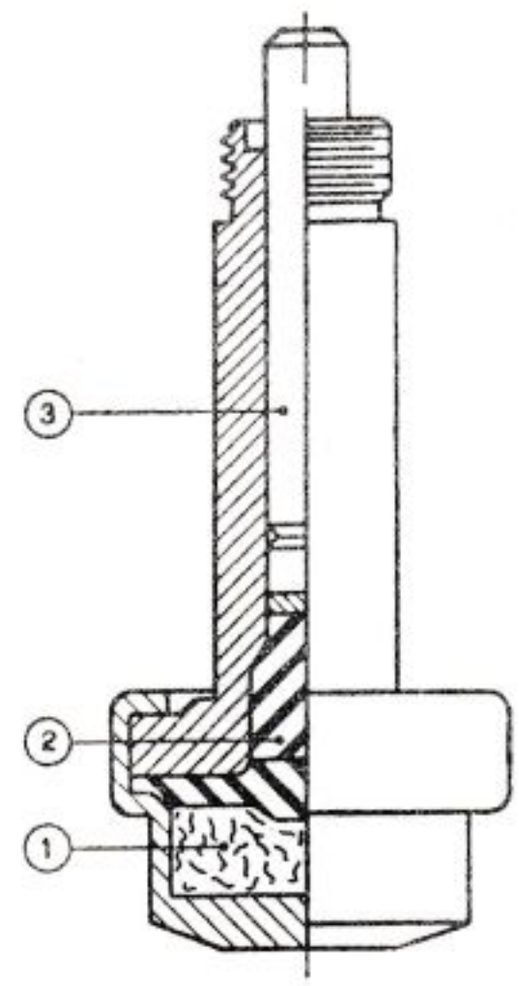


FIG. 333. — **Cápsula termostática de cera.**

1, Cera de alto coeficiente de dilatación. — 2, Elemento de goma sintética. — 3, Pistón de accionamiento del sistema de regulación de la refrigeración.

Los *termostatos* son dispositivos sensibles a la temperatura, que se emplean para la regulación de la refrigeración (ver párrafo VII. 7).

A pesar de las diversas formas constructivas se pueden distinguir tres tipos fundamentales de termostatos con arreglo al elemento sensible a la temperatura.

En el primero están comprendidos aquellos que aprovechan la gran facilidad de evaporación de algunos líquidos. Las figuras 331 y 332 muestran ejemplos de estos termostatos en los cuales el líquido de elevada tensión de vapor está contenido en una cápsula extensible de fuelle.

Otro tipo de termostato aprovecha el alto coeficiente de dilatación de ceras especiales. En la figura 333 está representado un termostato de este tipo.

Por último, hay que recordar los termostatos de muelle bimetálico formados de dos láminas de materiales de distinto coeficiente de dilatación, superpuestas y soldadas.

Los termostatos se emplean actuando sobre una persiana parcializadora del aire de refrigeración, o para accionar una válvula que regula

el caudal del agua al radiador, poniendo en cortocircuito el agua sobrante (ver fig. 332), o simplemente reduciendo el paso hacia el radiador (ver fig. 331).

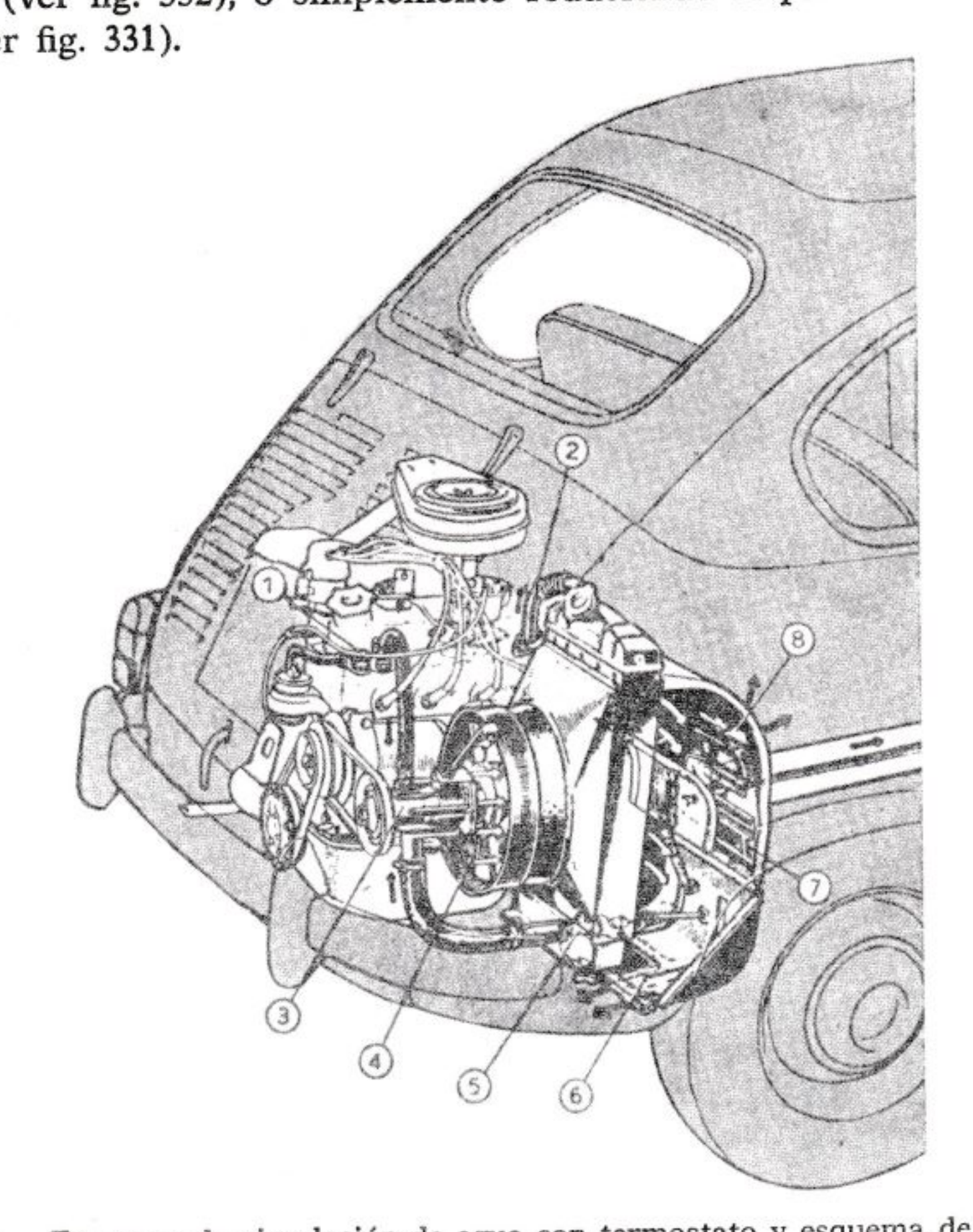


FIG. 334. — Esquema de circulación de agua con termostato y esquema de circulación de aire del FIAT 600.

1, Interruptor termométrico para señalar la temperatura peligrosa del agua de refrigeración. — 2, Tubería de salida del agua de la culata de los cilindros. — 3, Bomba agua. — 4, Ventilador. 5, Termostato para accionamiento de la válvula de mariposa. — 6, Válvula de mariposa para variar el caudal de aire a través del radiador. — 7, Deflector en posición para mandar el aire caliente al interior del coche. — 8, Deflector para admisión de aire caliente al interior del coche.

XX. 4. Circulación del aceite lubricante

En los motores para autovehículos y para aviación, se usa exclusivamente el sistema de lubricación de *circulación forzada.* Antiguamente se encontraban algunos ejemplos de *lubricación por salpicadura,* entre los cuales merece recordarse el de los coches americanos Chevrolet. En los motores de 2 tiempos para motocicletas está generalizado el sistema *de mezcla* del aceite con el combustible: en motociclismo es también bastante frecuente el uso de la lubricación por*dosificación,* párr. IX. 2).

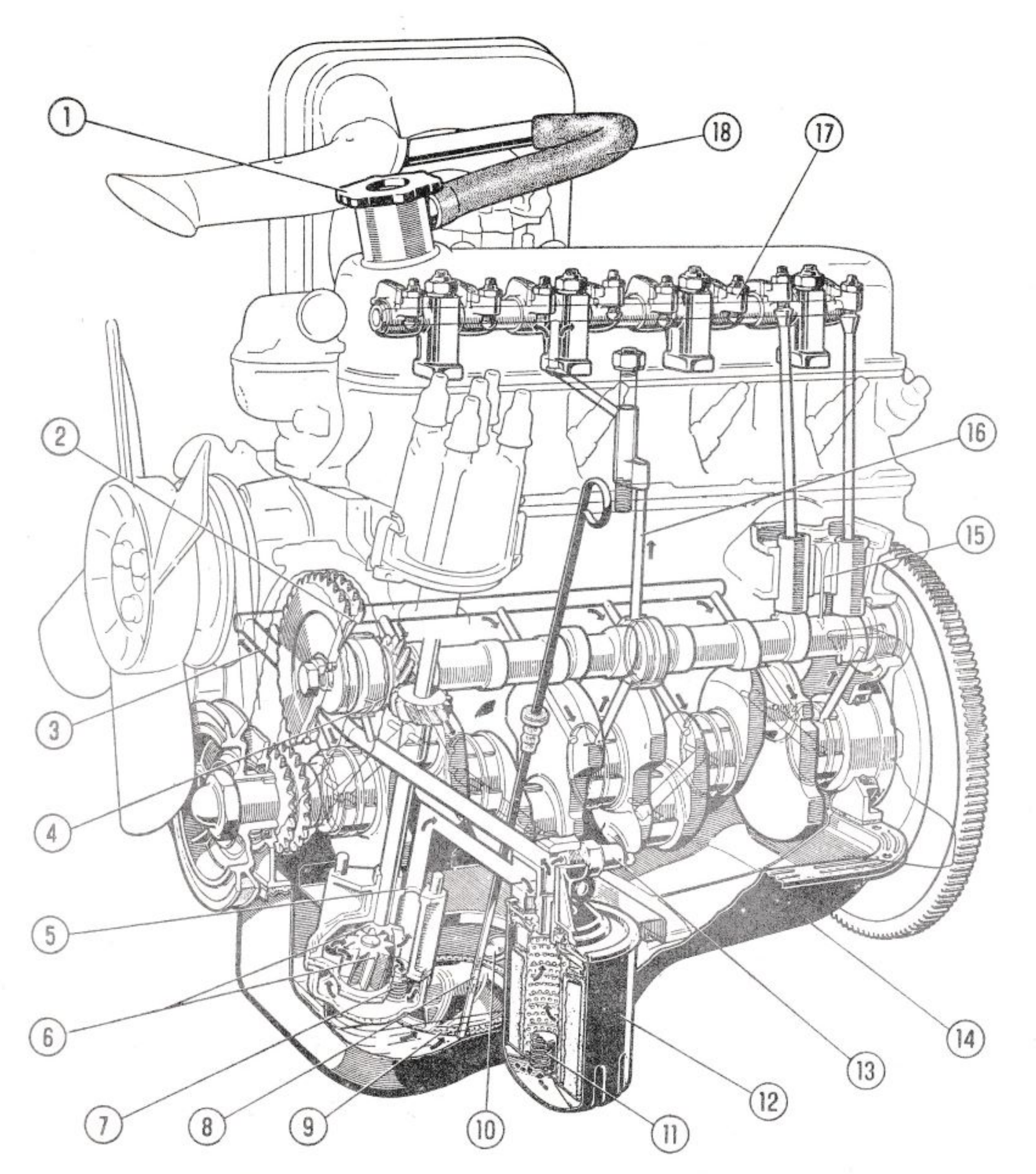


FIG. 335. — Esquema de la lubricación del motor Fiat tipo 124.

1, Boca para introducción del aceite. — 2, Agujero de lubricación de la cadena mando distribución. — 3, Conducto de envío del aceite del filtro al árbol motor. — 4, Agujeros de lubricación engranajes mando bomba aceite y cadena mando distribución. — 5, Conducto de envío aceite de la bomba al filtro. — 6, Bomba aceite de engranajes. — 7, Válvula limitadora presión aceite. — 8, Varilla indicadora nivel aceite en el cárter. — 9, Filtro de aspiración de la bomba de aceite. 10. Tapón de descarga del aceite del cárter. — 11, Válvula de seguridad en el caso de obstrucción del elemento filtrante del aceite. — 12, Cartucho filtrante del aceite a caudal total. — 13, Termostato eléctrico para indicar insuficiencia de presión del aceite. — 14, Cárter del aceite. 15, Descarga aceite de las varillas. — 16, Conducto de envío del aceite al eje de balancines. — 17, Conducto eje balancines. — 18, Tubo recirculación gases y vapores de aceite, unido a la tapa culata cilindros y a la toma de aire del carburador.

En el sistema de circulación forzada (figs. 335 y 336) el aceite, aspirado por la bomba de la bandeja o del depósito, es enviado bajo presión a los filtros y después, por medio de diversas canalizaciones, a los órganos a lubricar. Las canalizaciones están practicadas parte en la bancada y en el bloque de cilindros y parte en los mismos órganos a lubricar: el eje motor, el eje de camones, las bielas, los balancines, etc.

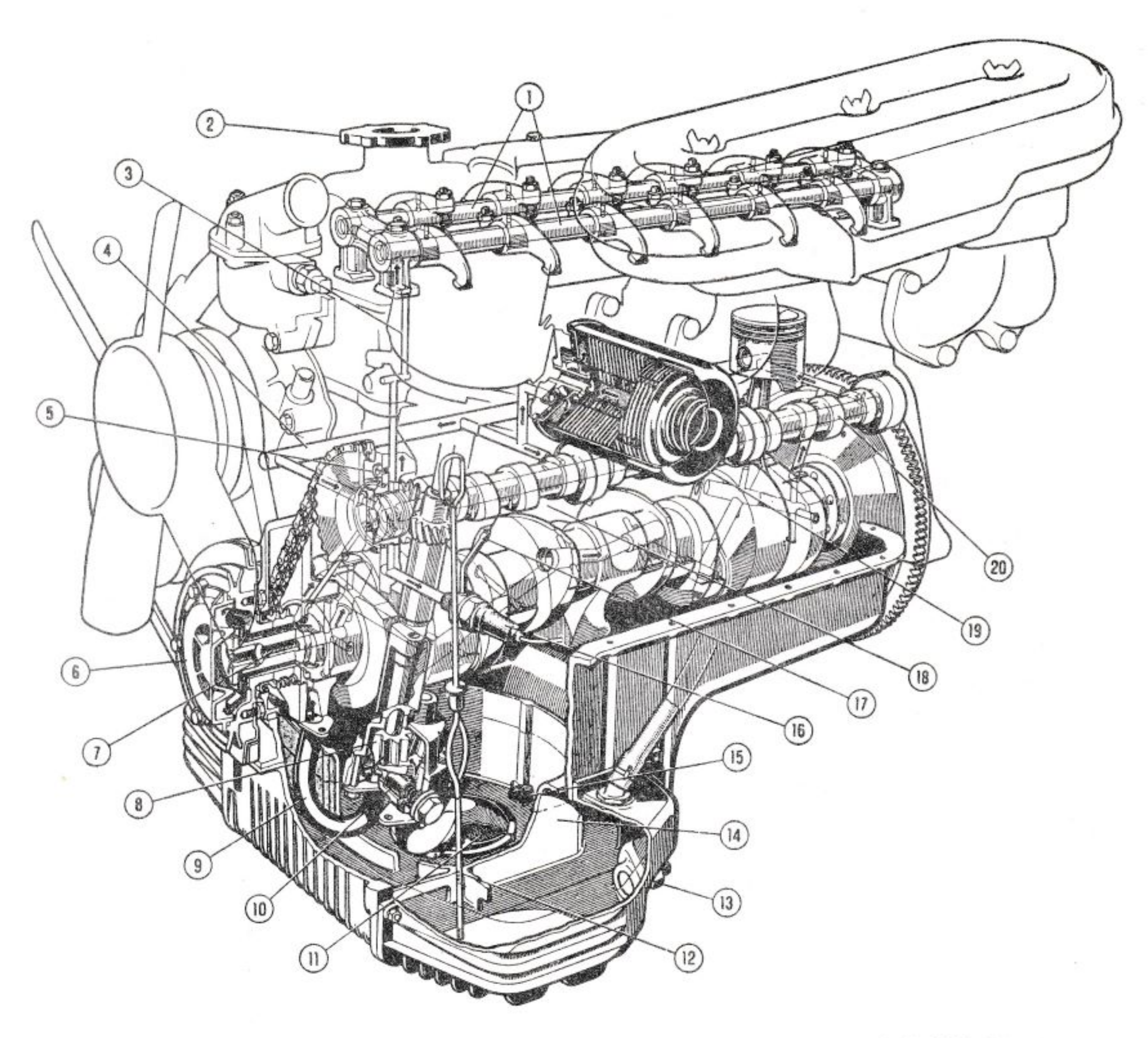


FIG. 336. — Esquema de la lubricación del motor Fiat para automóvil 2300 S.

1, Ejes portabalancines mando válvulas. — 2, Boca para introducción del aceite. — 3, Conducto de envío aceite a los ejes portabalancines. — 4, Conducto de envío del aceite a varios órganos. 5, Boquilla para la lubricación cadena mando distribución. — 6, Filtro centrífugo del aceite. — 7, Cigüeñal, con conducto interior para el paso del aceite. — 8, Bomba de engranajes para el aceite. — 9, Tubo de envío del aceite de la bomba al filtro centrífugo. — 10, Válvula limitadora presión aceite. — 11, Filtro de aspiración de la bomba de aceite. — 12, Varilla indicadora nivel aceite. — 13, Transmisor para termómetro eléctrico aceite motor. — 14, Separador de flujo. — 15, Tapón descarga aceite del cárter. — 16, Transmisor eléctrico de señalización insuficiencia presión aceite. — 17, Tubo manómetro aceite. — 18, Descarga aceite por el filtro suplementario cárter. — 19, Filtro suplementario aceite en derivación. — 20, Árbol distribución con conducto interno para paso aceite.

La *canalización principal* es aquella que lleva directamente el aceite a los cojinetes de bancada: consiste en un orificio practicado en la bancada, o en un tubo que une todas las tapas de los cojinetes de soporte. El aceite, a través de los cojinetes de bancada, penetra en el eje motor y pasando por orificios practicados en las manivelas, va a lubricar los cojinetes de las bielas. En los motores de cuatro cilindros con sólo dos soportes de bancada el aceite tiene que pasar de un perno a otro de manivela dispuesto a 180°; para evitar la influencia de la fuerza centrífuga es buena norma conducirlo mediante un tubito, colocado exteriormente al eje y dispuesto según un arco de círculo que tiene un radio igual al de la manivela (fig. 337).

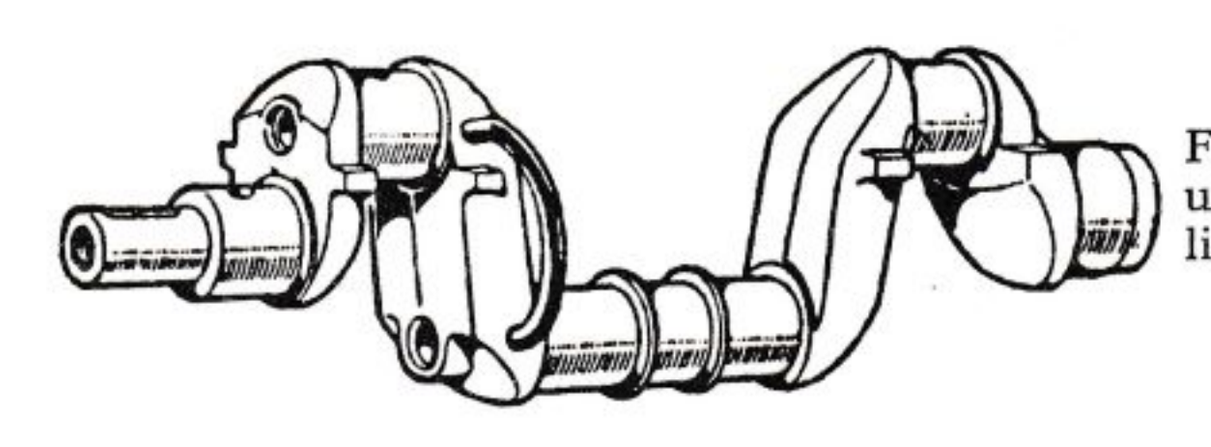


FIG. 337.—Tubo de lubricación en un eje motor para un cuatro cilindros con dos cojinetes de bancada.

El *filtro* está colocado generalmente en el circuito antes de la tubería principal y se llama filtro de caudal total; a menudo el filtro está puesto en derivación con el circuito principal y se llama entonces de caudal parcial. Esta segunda solución se usa especialmente con filtros muy eficientes y que por ello provocan una cierta resistencia al paso del aceite.

La *válvula para reducir la presión* puede estar colocada en el cuerpo de la bomba, en cuyo caso pone en cortocircuito parte del aceite comprimido, o bien en el cuerpo del filtro o sobre la tubería principal, en cuyo caso descarga el exceso de aceite directamente a la bandeja. La toma para el manómetro de control de la presión está casi siempre en la tubería principal.

Ramificaciones que parten de la canalización principal llevan el aceite a los cojinetes del eje o del eje de camones, a los engranajes, a los balancines, a los órganos auxiliares, etc. En general, para los autovehículos la lubricación del mecanismo de la distribución se efectúa tomando el aceite de uno o más cojinetes del eje de camones, y es intermitente.

XX. 5. Bomba de aceite. Filtros

Las *bombas* usadas para la circulación forzada son de *engranajes* o de *lóbulos* o bien de *paletas*. Las bombas de engranajes (figs. 338 y 341) son, con gran diferencia, las más empleadas por ser más simples y de funcionamiento más seguro. Son también muy usadas en los motores de automóviles las bombas de lóbulos (fig. 339).

En las construcciones normales la bomba se dimensiona para un caudal de 12÷20 Kg/CV h o de 5÷7 kg por hora y por cm² de superficie de los cojinetes a lubricar (los valores más elevados corresponden a motores de aviación). Este caudal tiene en cuenta también la función de refrigeración ejercida por el aceite: el cual tendría valores mucho más bajos si fuese calculado sólo para la lubricación.

La presión en el circuito regulada por la válvula, varía de 2 a 6 kg/cm² en los motores de automovilismo y de 4 a 8 kg/cm² en los de aviación.

El *caudal de una bomba de engranajes* puede ser calculado del modo siguiente. Sean:

d, el diámetro primitivo de las dos ruedas dentadas en dm;

m, el módulo de los dientes;

b, la longitud de los dientes en dm;

n, el número de r.p.m.

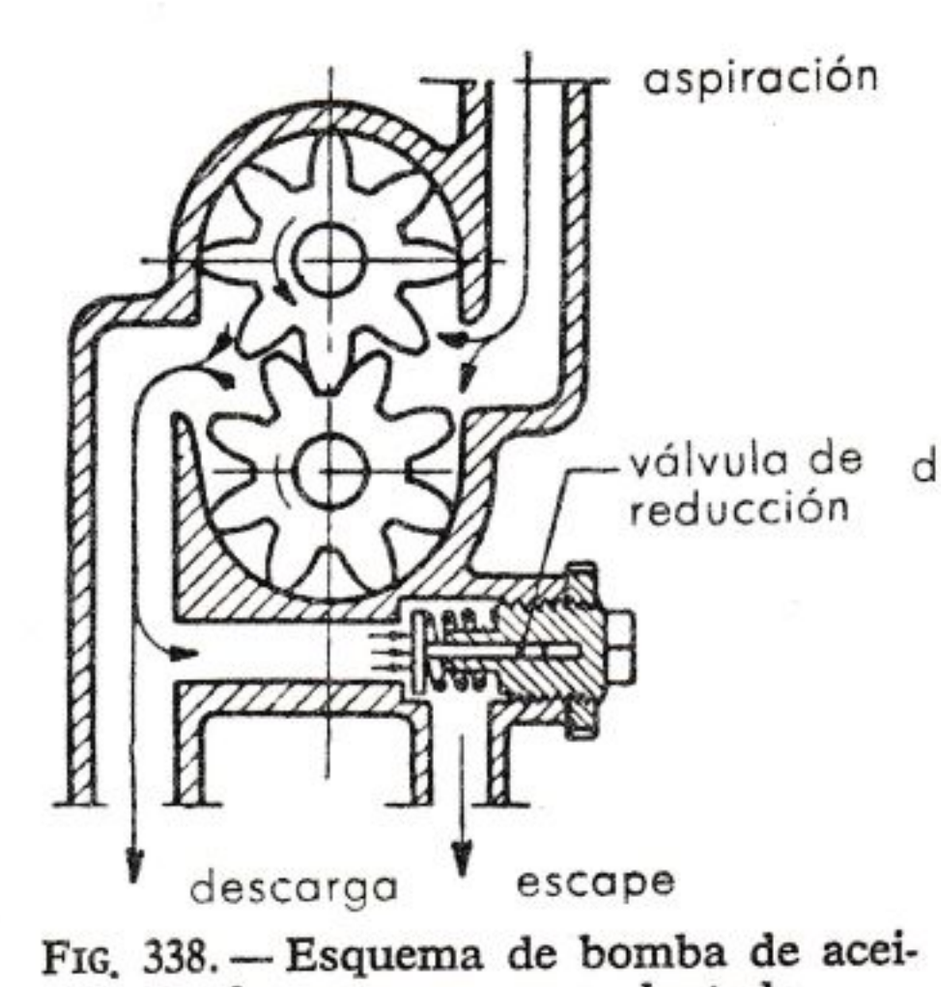


FIG. 338. — Esquema de bomba de aceite de engranes con dentado.

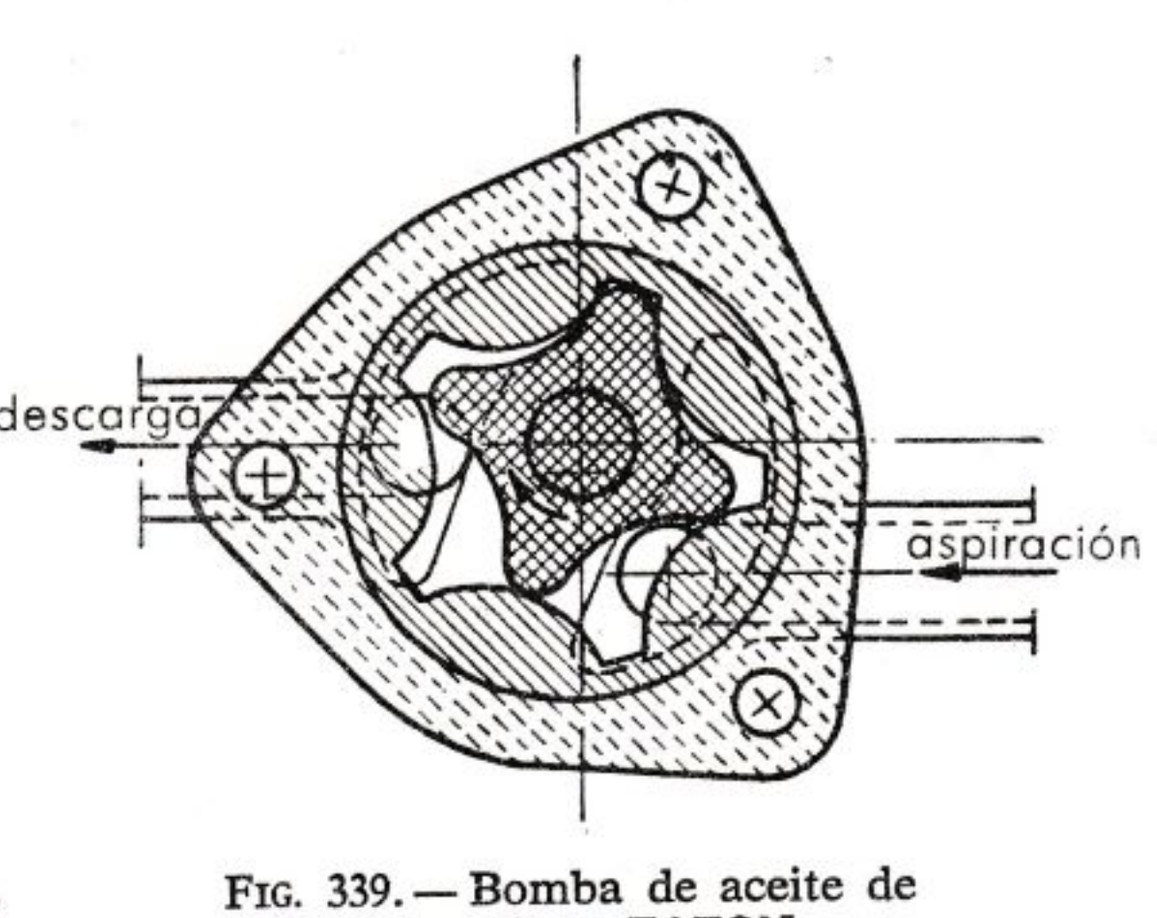


FIG. 339. — Bomba de aceite de lóbulos tipo «EATON».

Suponemos que el espacio entre dientes es igual en volumen a los mismos dientes: a cada revolución cada rueda transporta de una a otra parte de la envuelta una cantidad de aceite correspondiente al volumen de la mitad del anillo que comprende los dientes y los huecos de la rueda misma, por lo que, siendo las ruedas, el caudal teórico resulta:

$$Q = \pi \; d \; b \; 2 \; m \; n \text{ litros/minuto.}$$

Teniendo en cuenta las pérdidas que existen entre la rueda y la caja, así como entre los dientes de los engranajes, el caudal en la práctica es algo menor (el rendimiento puede variar de 0,4 a 0,8 con arreglo a las condiciones del desgaste de la bomba).

En la fórmula se ve cómo se puede aumentar el caudal al aumentar el módulo; existe también la tendencia a aumentar la longitud de los dientes, Para lograr poco ruido en los motores de los coches se usan engranajes de dientes helicoidales.

En la figura 340 está representado un grupo formado por la bomba de circulación y dos bombas de recuperación para motor de aviación, y en la figura 341 una bomba para motor de coche. Las bombas de recuperación sirven para recoger el aceite en las dos extremidades de la bandeja y enviarlo al depósito situado fuera del motor.

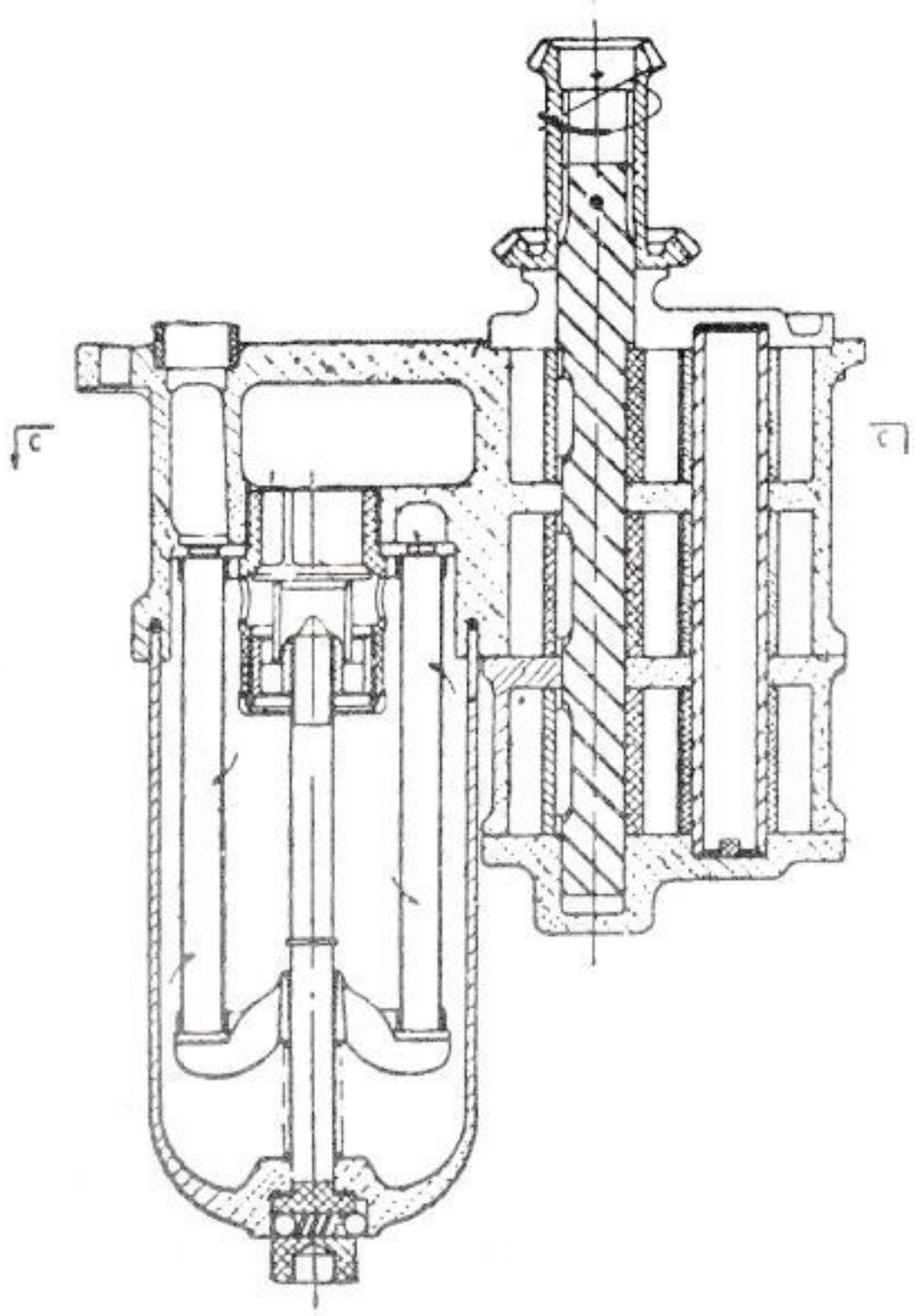
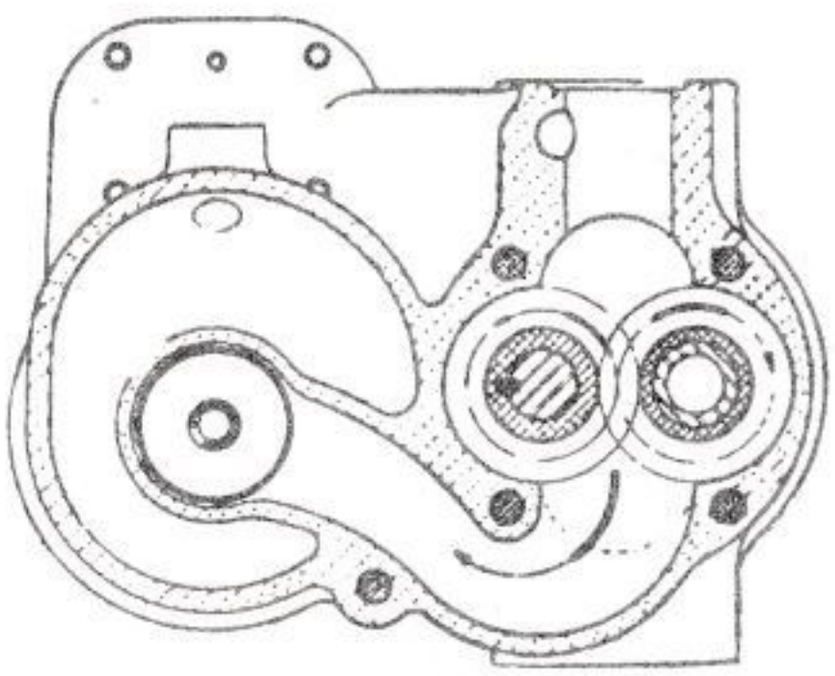


FIG. 340.—Grupo de bomba de aceite con filtros para motor de aviación.



Los *filtros para el aceite* pueden estar realizados de diversos modos: el elemento filtrante puede ser una tela o una serie de telas metálicas (fig. 342), o bien puede ser un tejido, un cartucho de paño o papel o de material poroso, cuando se trata de retener impurezas de dimensiones no muy pequeñas.

En estos últimos años ha tenido una gran difusión, por su elevadísima eficiencia, el «filtro de cartucho» (figura 343).

El cartucho, fácilmente recambiable, está constituido por una masa de hilos de algodón impregnados de un reactivo químico, o bien por discos de papel, de característica especiales, sobrepuestos los unos a los otros. El cartucho está contenido generalmen-

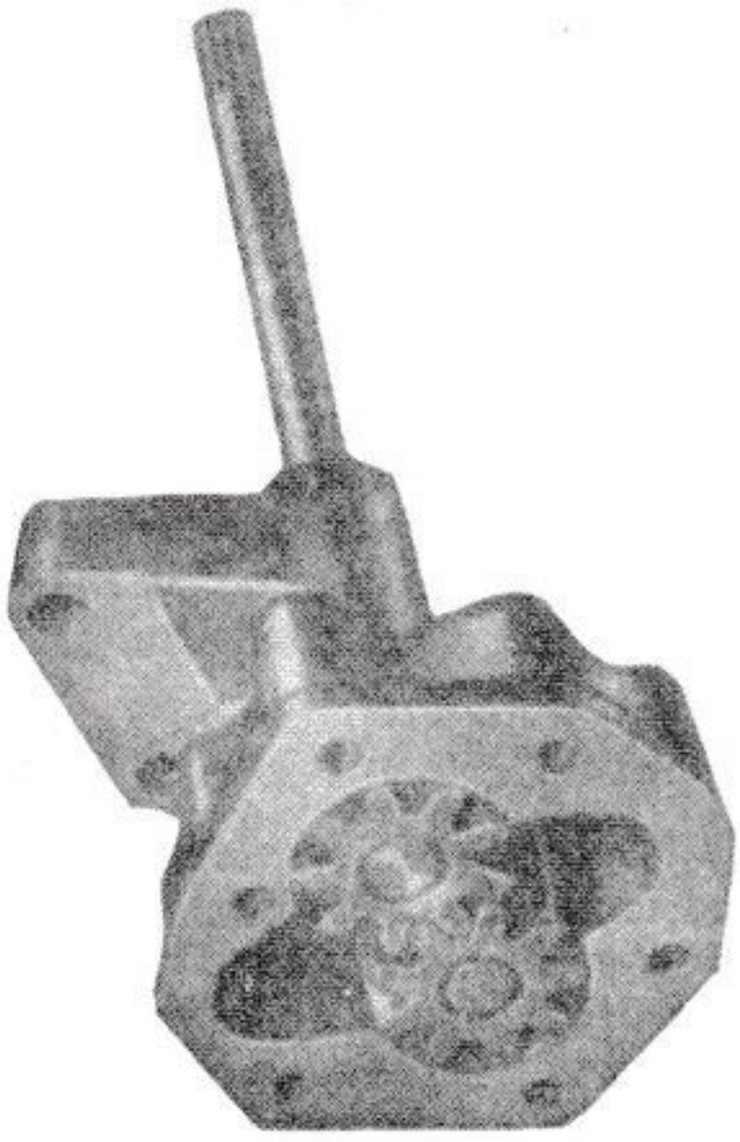


FIG. 341. — Bomba de engranaje para motor de automóvil.

te en una envuelta cilíndrica metálica: además de la acción mecánica de detener las impurezas físicas del lubricante, posee también un poder regenerador por cuanto fija y retiene la acidez sin crear sobproductos nocivos.

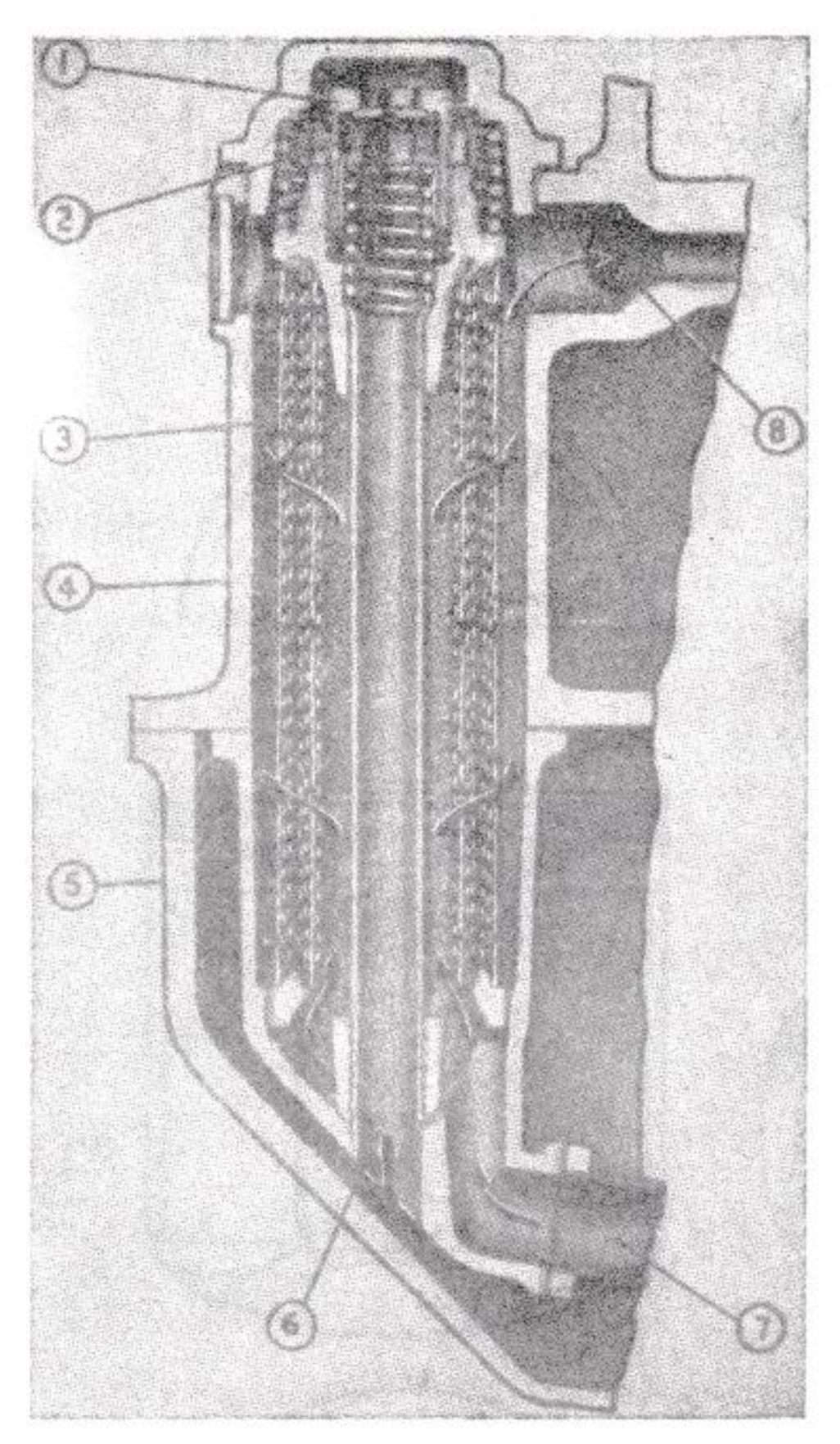


FIG. 342. — Filtro de rejilla.

1, Tuerca de regulación de la válvula. — 2, Válvula limitadora de la presión. — 3, Rejilla filtrante. 4, Cuerpo. — 5, Bandeja. — 6, Tubo de escape de aceite por exceso de presión. — 7, Tubo de llegada de aceite de la bomba. — 8, Conducto de descarga de aceite a los soportes del eje cigüeñal. 7, Del eje de camones.

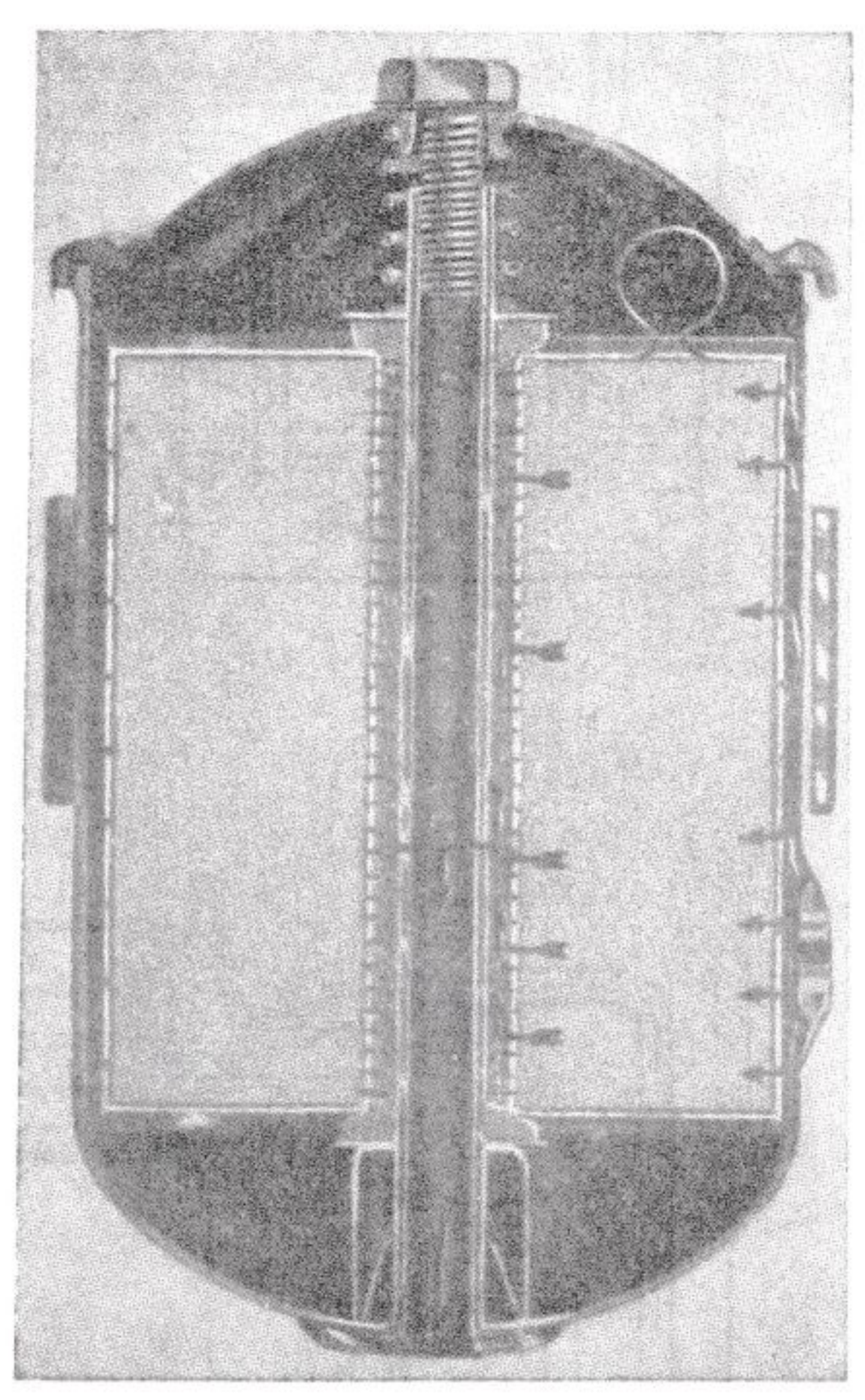


FIG. 343. — Filtro de cartucho tipo FRAM.

Los filtros de cartucho pueden ser intercalados en el circuito de lubrificación de dos modos: en paralelo o en serie. En el primer caso (fig. 344-*a*) a través del filtro pasa una parte del aceite puesto en circulación por la bomba: el sistema se denomina de caudal parcial. En el segundo caso atraviesa el filtro todo el aceite puesto en circulación por la bomba (fig. 344-*b*): el sistema se designa de caudal total (en inglés, *full-flow*).

Respecto al dimensionado de los filtros es bueno elegir grandes di-

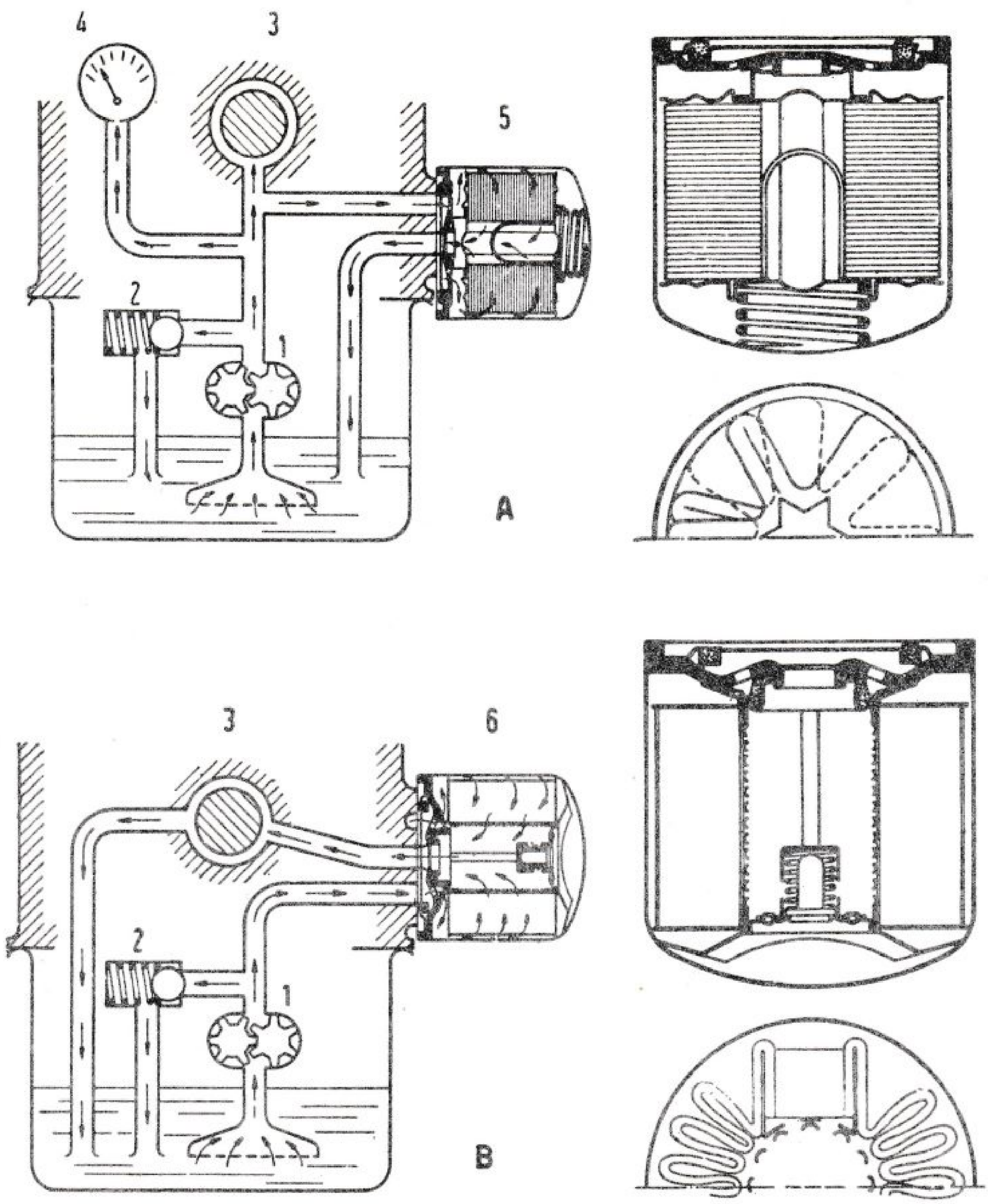


FIG. 344. — Esquema de circuito de lubricación con filtro de circulación parcial (en derivación) A, y circuito con filtro de circulación total (Full-Flow) B; y secciones de los relativos filtros.

1, Bomba aceite. — 2, Válvula para regulación de la presión. — 3, Cojinetes. — 4, Manómetro. 5, Filtro de circulación parcial. — 6, Filtro de circulación total.

mensiones compatibles con las exigencias de volumen y de precio, para obtener un gran poder de acumulación de las impurezas.

A menudo, para impedir que la obstrucción del filtro detenga la circulación, se aplica una válvula que al abrirse puentea el filtro (figura 344-*b*).

Son de reciente introducción en los motores para automóvil los filtros por centrifugación. La figura 345 muestra un ejemplo de ellos. Estos filtros están diseñados para retener las partículas que por fuerza centrífuga se depositan en el exterior en un vaso adecuadamente dispuesto.

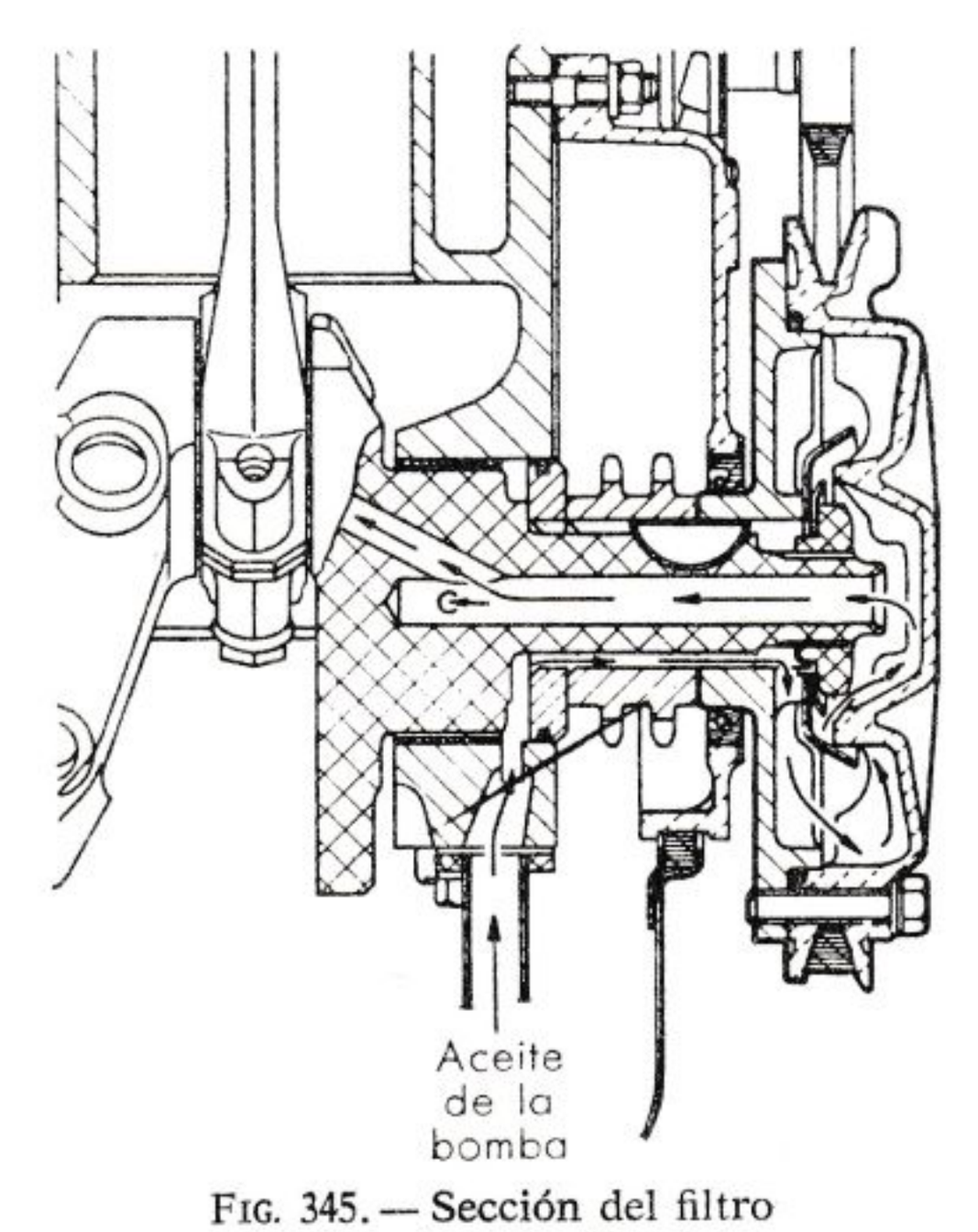


FIG. 345. — Sección del filtro de aceite centrífugo.

Generalmente los filtros centrífugos son por simplicidad aplicados en la extremidad anterior del eje del cigüeñal, pero pueden también estar situados en el volante o bien sobre ejes auxiliares que giran a velocidad superior.

XX. 6. El arranque del motor

Haciendo girar el eje de cigüeñales se hace que el motor realice las diversas fases del ciclo: cuando la velocidad de arrastre del eje alcanza el valor en el cual la carburación, la formación de la chispa o la inyección, se desarrollan con suficiente regularidad para permitir el encendido, el motor arranca, siempre que la energía desarrollada en la fase útil, añadida a la acumulada en el volante, sea suficiente para vencer las resistencias pasivas de las fases no útiles del ciclo sucesivo. Las resistencias que hay que vencer en el arranque (trabajos de compresión, resistencias del aceite, roces de los diversos órganos del motor) son máximas al principio a causa del roce, y van disminuyendo gradual-

mente al aumentar las revoluciones: el momento de torsión suministrado por el medio que pone en movimiento el motor debe adaptarse a esta variación.

Para poder establecer las características del aparato de arranque es necesario conocer:

1.° El momento M_m necesario para mover el motor.
2.° El mínimo número de revoluciones n necesario para que el motor pueda arrancar.

El momento M_m no es fácilmente determinable por ser función de factores poco definidos: se usan algunas fórmulas empíricas y datos de comparación. Hacemos referencia a la fórmula de R. Bosch: $M_m = c\ V$ kgm, donde V es la cilindrada total del motor en litros y c es una constante que vale para los motores de ciclo Otto $3 \div 5$ y para los de ciclo Diesel $5 \div 10$.

El número mínimo de revoluciones varía en los motores Otto de 50 a 150: los valores más bajos corresponden a motores que, a igualdad de número de tiempos y de cilindros, presentan más velocidad del gas en los conductos.

Los *sistemas de arranque* adoptados para los motores de encendido por chispa son los siguientes: *manivela o pedal; motores eléctricos; arrancadores de inercia; aire comprimido.* El *arranque a mano, usado* sólo en motores de pequeñas dimensiones, constituye un medio de emergencia en automovilismo. El *arranque a pedal* está generalizado en los motores de motocicleta.

Una particular forma de arranque a mano es la usada algunas veces en motores de aviación de pequeñas dimensiones: abierto el circuito de encendido se hace que el motor realice algunas revoluciones para que se efectúe

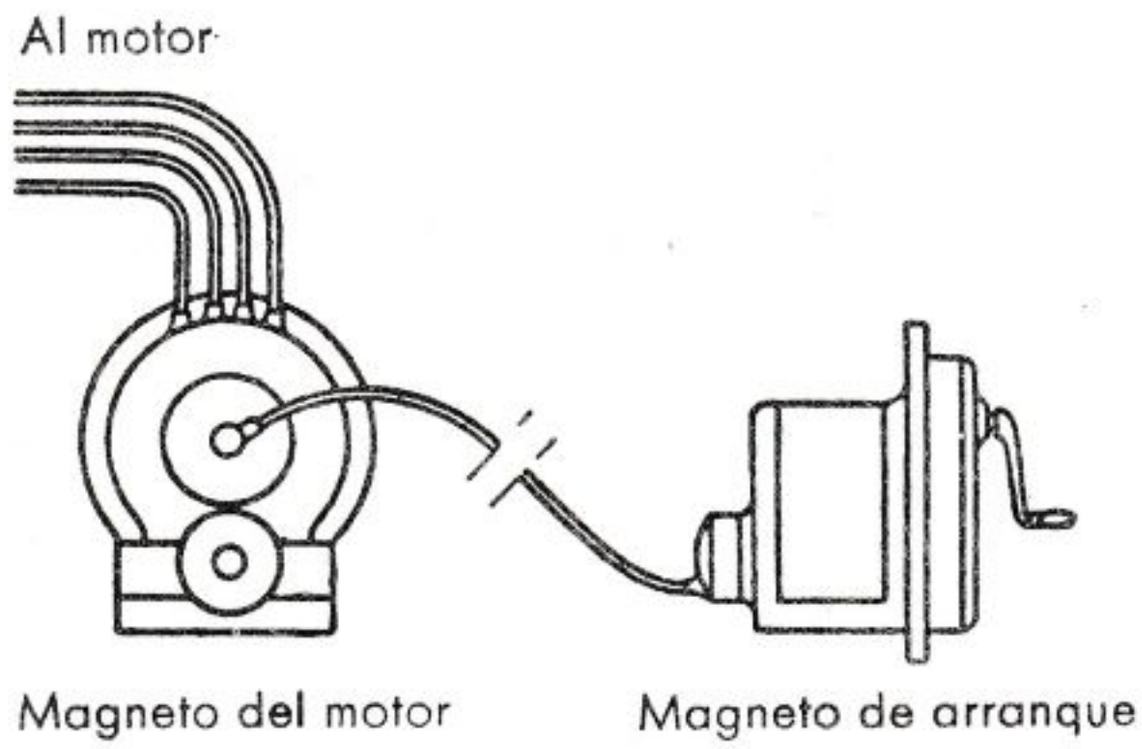


FIG. 346. — Esquema de arranque a mano con magneto auxiliar.

el llenado del cilindro con aire que es carburado mediante inyección de combustible con un dispositivo adecuado a mano; hecho esto, el piloto manda la corriente a las bujías haciendo girar a mano el inducido de una pequeña magneto que alimenta el distribuido de la magneto del motor (figura 346); los cilindros que se encuentran en fase de encendido son así puestos en movimiento y el motor en condiciones de arranque.

XX. 7. Arranque directo y arranque por inercia

El *sistema de arranque más usado,* especialmente en automovilismo, está constituido por un *motor eléctrico* que engrana mediante un piñón con una rueda dentada dispuesta sobre el volante del motor. Las diferencias que caracterizan los diversos tipos de motores corresponden al sistema de acoplo del piñón. El acoplamiento debe de ocurrir sin golpe excesivo entre los dientes, y el motor debe transmitir el momento de torsión requerido después de acoplado; una vez el motor en marcha, el piñón debe de nuevo desacoplarse para que el motor de arranque no sea arrastrado por el motor a velocidad demasiado alta.

Los sistemas usados para la maniobra de acoplamiento y en los motores de arranque son:

1) Acoplamiento Bendix (fig. 347).

2) Acoplamiento de mando mecánico (fig. 348).

3) Acoplamiento de mando electromagnético (fig. 349).

En el primer sistema la unión entre el piñón y el eje del inducido se obtiene con una rosca de filete rectangular y gran paso; cuando se cierra el circuito, el inducido es puesto rápidamente en rotación mientras que el piñón por efecto de la inercia es obligado a desplazarse axialmente. El desacople es automático, porque ocurre al verificarse la inversión del momento aplicado, o sea cuando el motor ya arrancado tiende a arrastrar al motor de arranque, pero está también garantizado por la acción de un muelle.

FIG. 347. — Acoplamiento Bendix.

En el segundo sistema la maniobra de acoplamiento tiene lugar al desplazarse axialmente el piñón sobre el eje acanalado del inducido, mediante una palanca de horquilla que mueve un collar alojado en una canal que está practicada en un manguito unido al piñón: con la palanca metida a fondo en la posición de arranque se cierra automáticamente el circuito que da corriente al motor, el cual se pone así en rotación sólo cuando está ya acoplado. El piñón se acopla al manguito por medio de un acoplamiento libre, el cual impide que al estar el motor en marcha, el inducido sea arrastrado en rotación por el motor mismo. El desacople tiene lugar por la acción de un muelle.

En el sistema tercero la maniobra de acople es similar a la del sistema segundo con la diferencia que el arranque del piñón se obtiene por la acción de un electroimán. Cuando se pulsa el botón de arranque, se cierra el circuito

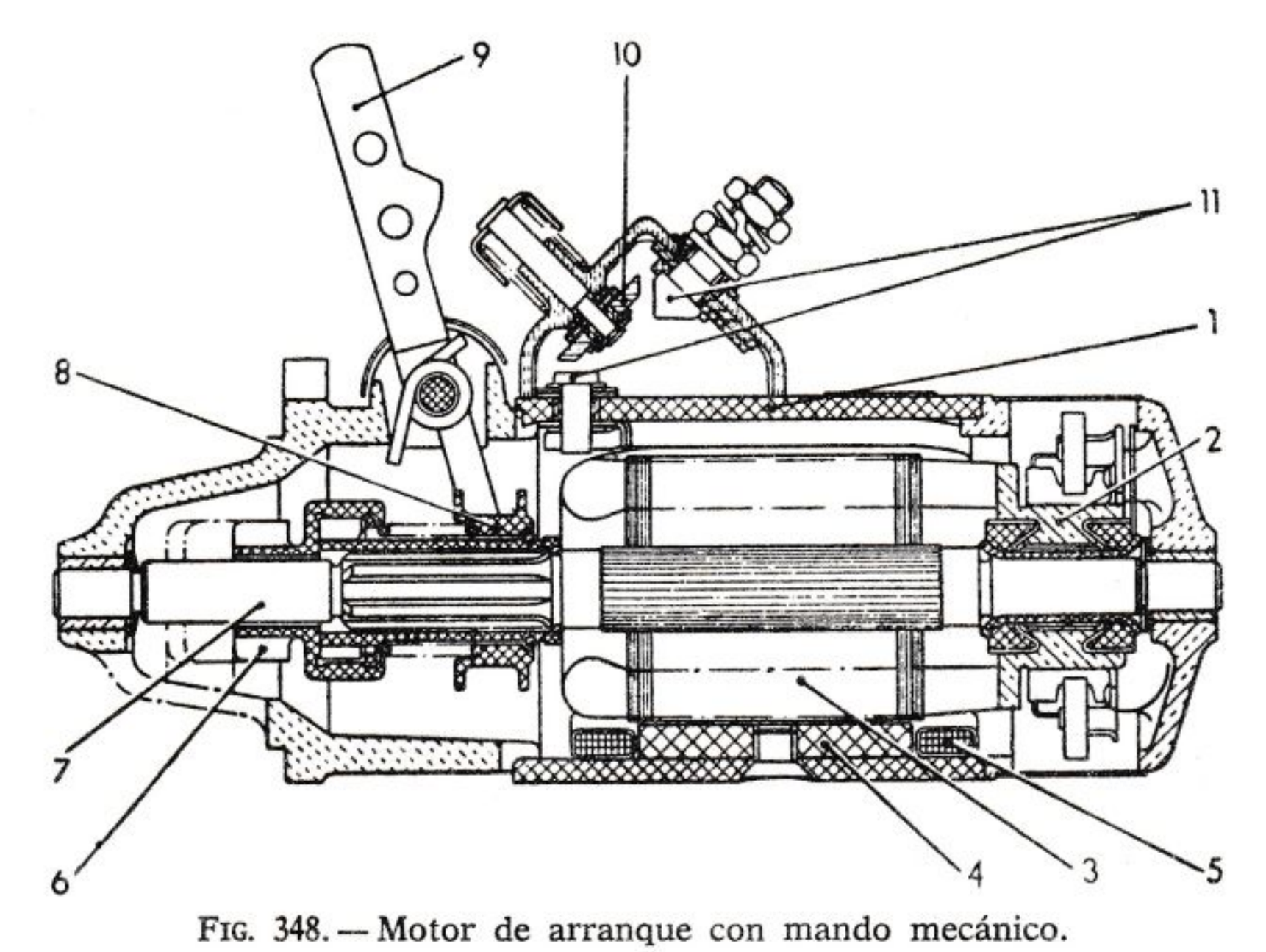


FIG. 348. — Motor de arranque con mando mecánico.

1, Carcasa. — 2, Colector. — 3, Inducido. — 4, Polo. — 5, Arrollamiento inductor. — 6, Piñón con rueda libre. — 7, Eje del inducido. — 8, Manguito para cebar el arranque. — 9, Palanca para accionar el embrague. — 10, Contacto móvil interruptor. — 11, Contactos fijos del interruptor.

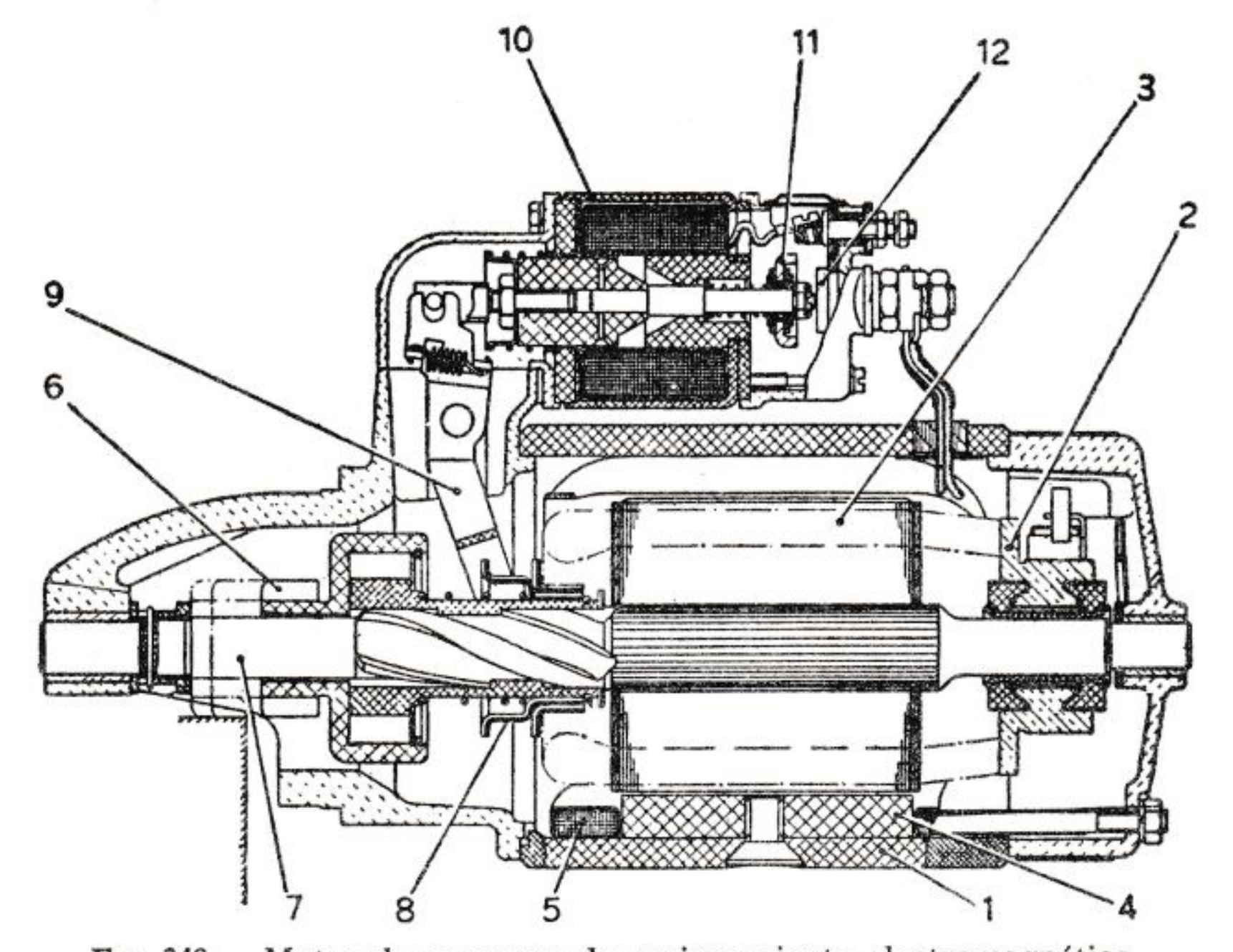


FIG. 349. — Motor de arranque de accionamiento electromagnético.

1, Carcasa. — 2, Colector. — 3, Inducido. — 4, Polo. — 5, Arrollamiento inductor. — 6, Piñón con rueda libre. — 7, Eje de inducido. — 8, Manguito para embragar el arranque. — 9, Leva de accionamiento del embrague. — 10, Electroimán accionamiento leva embrague. — 11, Contactos móviles. — 12, Contactos fijos.

que da corriente al electroimán y también el del motor eléctrico, pero sólo cuando el piñón está metido a fondo.

Conociendo el momento de torsión que debe suministrarse para el arranque y la velocidad de rotación necesaria, el motor eléctrico se elige de modo que dé una potencia máxima un poco mayor para tener una reserva de la misma. De la curva característica de este motor se deduce la velocidad de rotación correspondientes a la potencia necesaria y que establece la relación de transmisión.

Ejemplo: motor de arranque para un motor de ciclo Otto de 2,2 litros de cilindrada. Número de revoluciones necesario para garantizar el arranque:

$$n = 130 \text{ r.p.m.};$$

momento resistente del motor térmico, calculado por la fórmula de Bosch:

$$M_m = c \times 2{,}2 = 4 \times 2{,}2 = 8{,}8 \text{ kgm},$$

potencia necesaria para el arranque:

$$N = \frac{130 \times 8{,}8}{716} = 1{,}6 \text{ CV}.$$

Si la curva característica del motor eléctrico es la representada en la figura 350, podemos obtener esta potencia aproximadamente a 800 r.p.m., como también a 1.800 r.p.m. Escogeremos esta segunda velocidad porque está caracterizada por una menor absorción de corriente. La relación de transmisión deberá, por tanto, valer:

$$\tau = \frac{1.800}{130} = 13{,}85$$

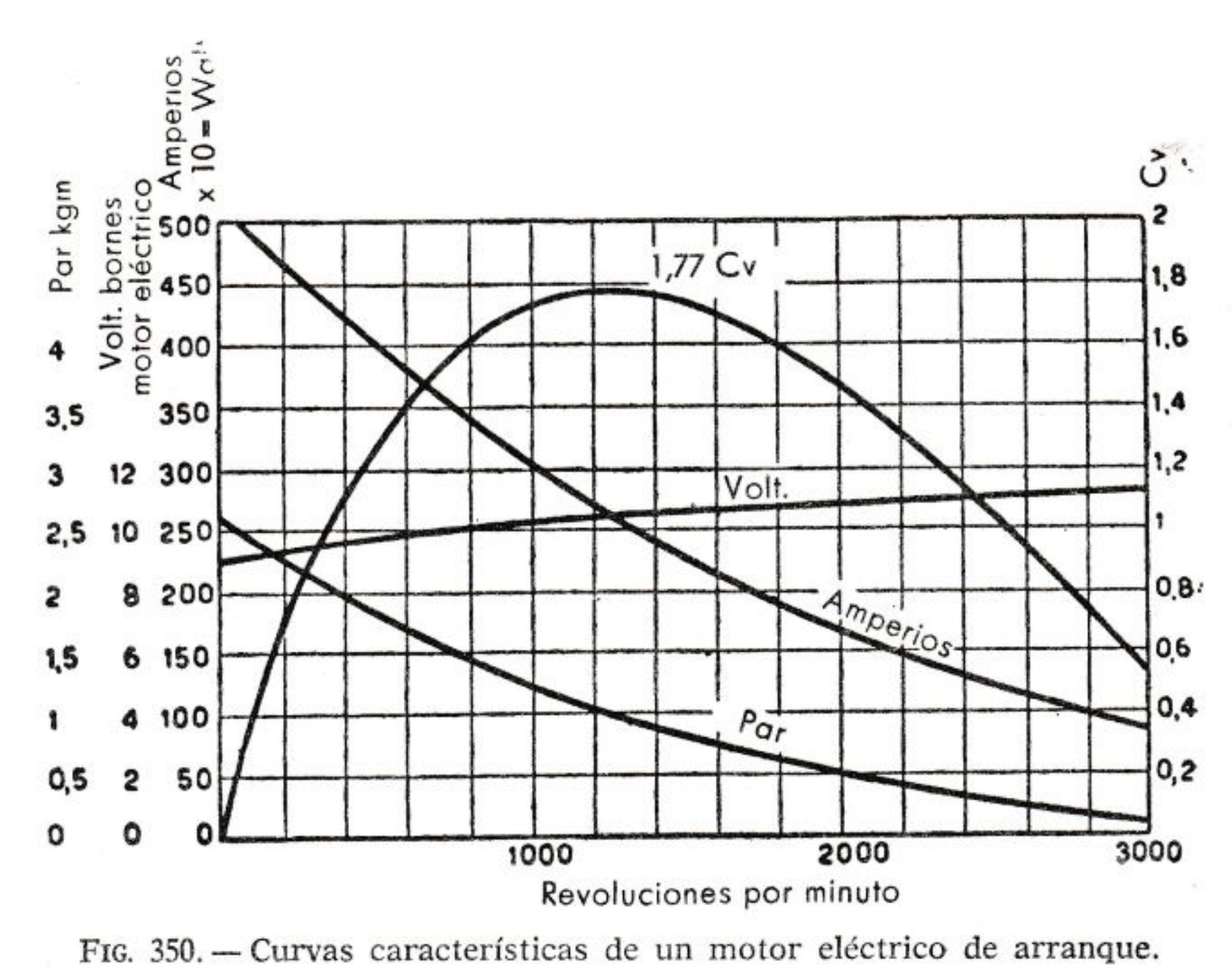


FIG. 350. — Curvas características de un motor eléctrico de arranque.

Si el piñón tiene nueve dientes la corona dentada deberá tener:

$$9 \times 13{,}85 = 125.$$

Los resultados obtenidos así sirven para una primera aproximación del problema, cuya exacta solución debe obtenerse con pruebas prácticas de laboratorio.

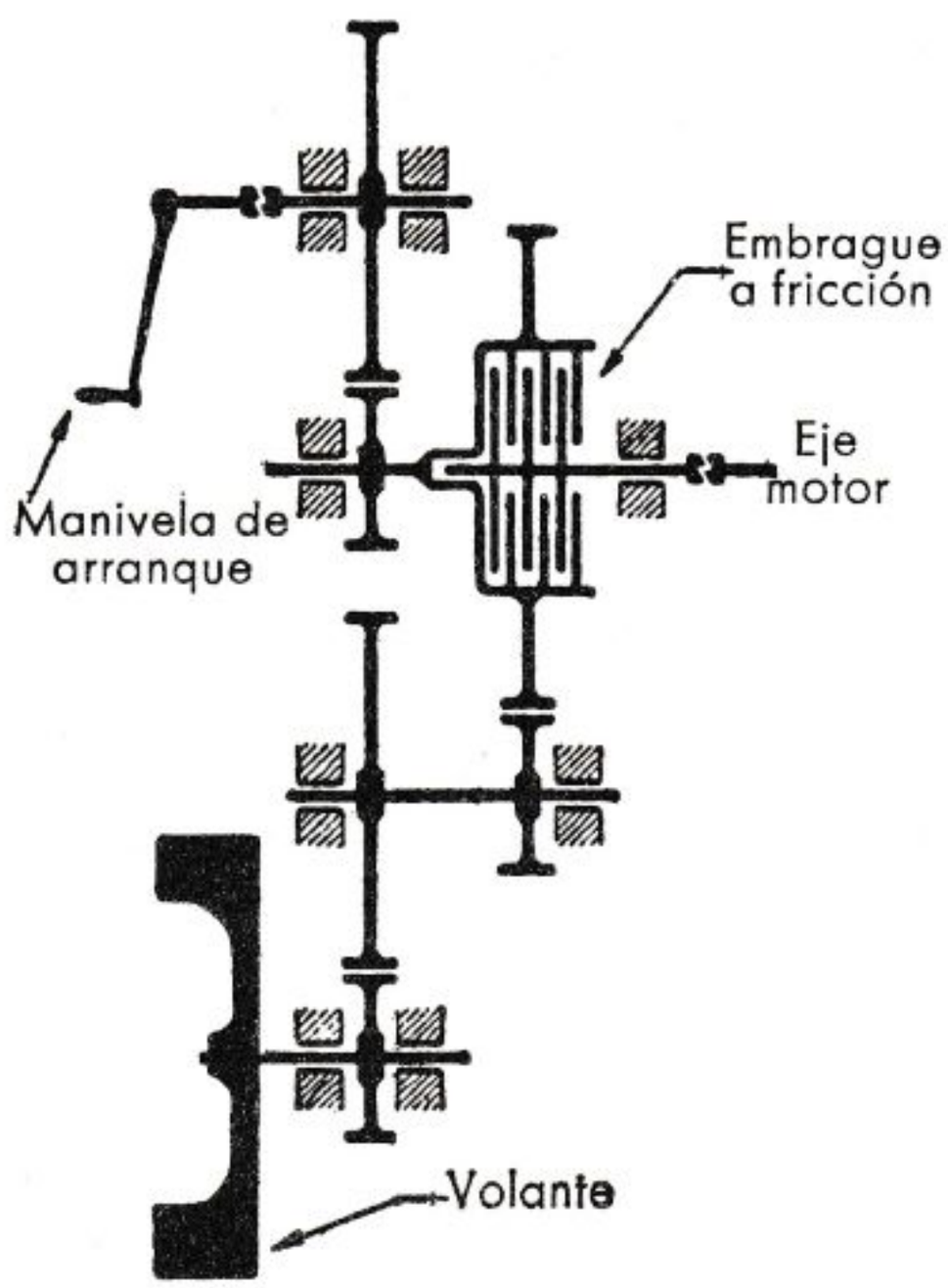


FIG. 351. — Esquema de arrancador por inercia.

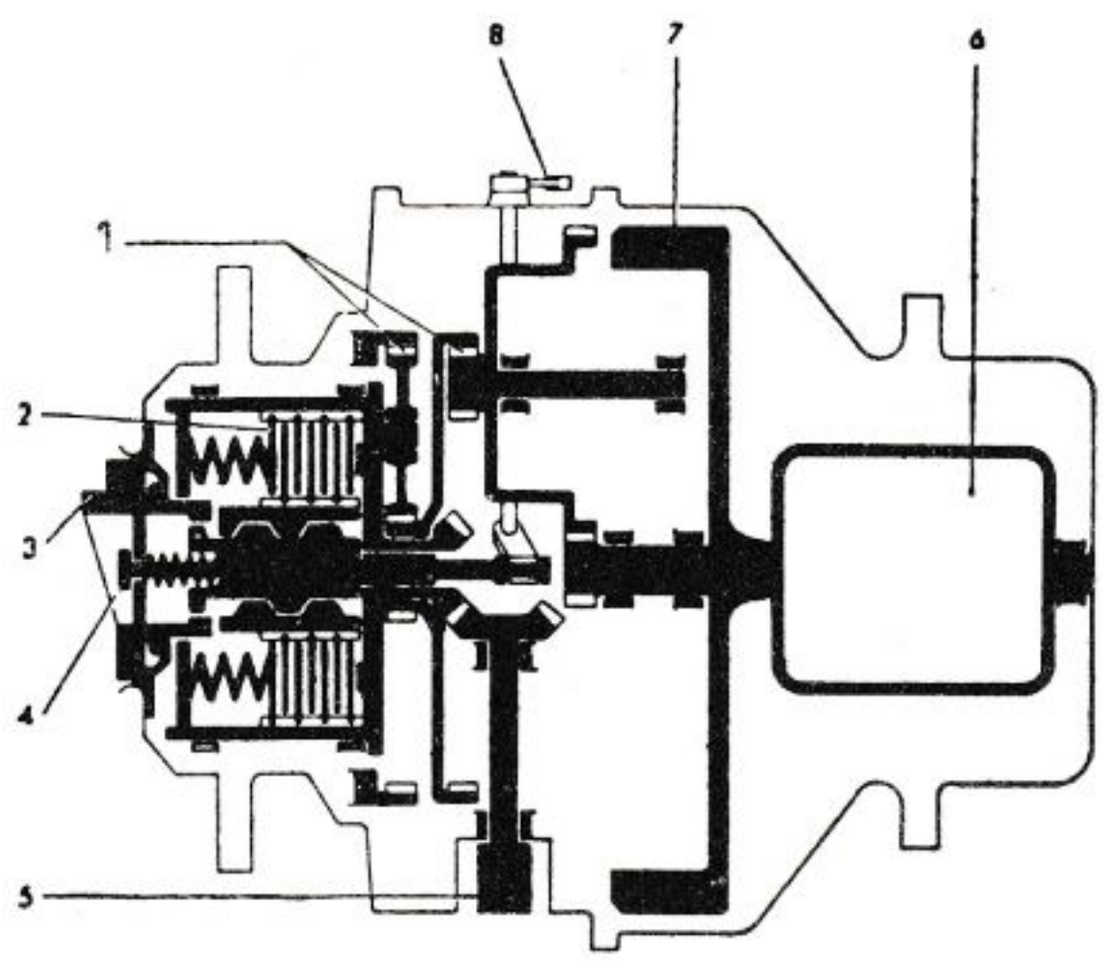


FIG. 352. — Arrancador por inercia.

1, Rueda del arrancador. — 2, Acoplamiento. — 3, Embrague. — 4, Eje de accionamiento. — 5, Accionamiento a mano. — 6, Motor del arrancador. — 7, Volante. — 8, Leva de accionamiento.

Un particular motor eléctrico de arranque está constituido por el *dinamotor*, que funciona como motor cuando se le da corriente, y de dínamo cuando es arrastrado; por ello está siempre unido al motor térmico mediante engranajes, una cinta trapezoidal o una cadena.

El *arrancador de inercia* (figs. 351 y 352) está constituido por un volante que, puesto en rotación a un elevado número de revoluciones, acumula la energía necesaria para el arranque del motor; el número de revoluciones varía de 3.000 para las construcciones pesadas a 12.000 para las ligeras. Para obtener esa elevada velocidad, bien a mano o por medio de un motor eléctrico, el arrancador está provisto de un sistema de engranajes de elevada relación de transmisión y en algunos casos de un cambio de velocidad. Cuando el volante gira a la velocidad deseada, un embrague de fricción lo acopla al eje motor con el intermediario de una relación de transmisión. Este sistema se usa en algunos camiones y en aeronáutica.

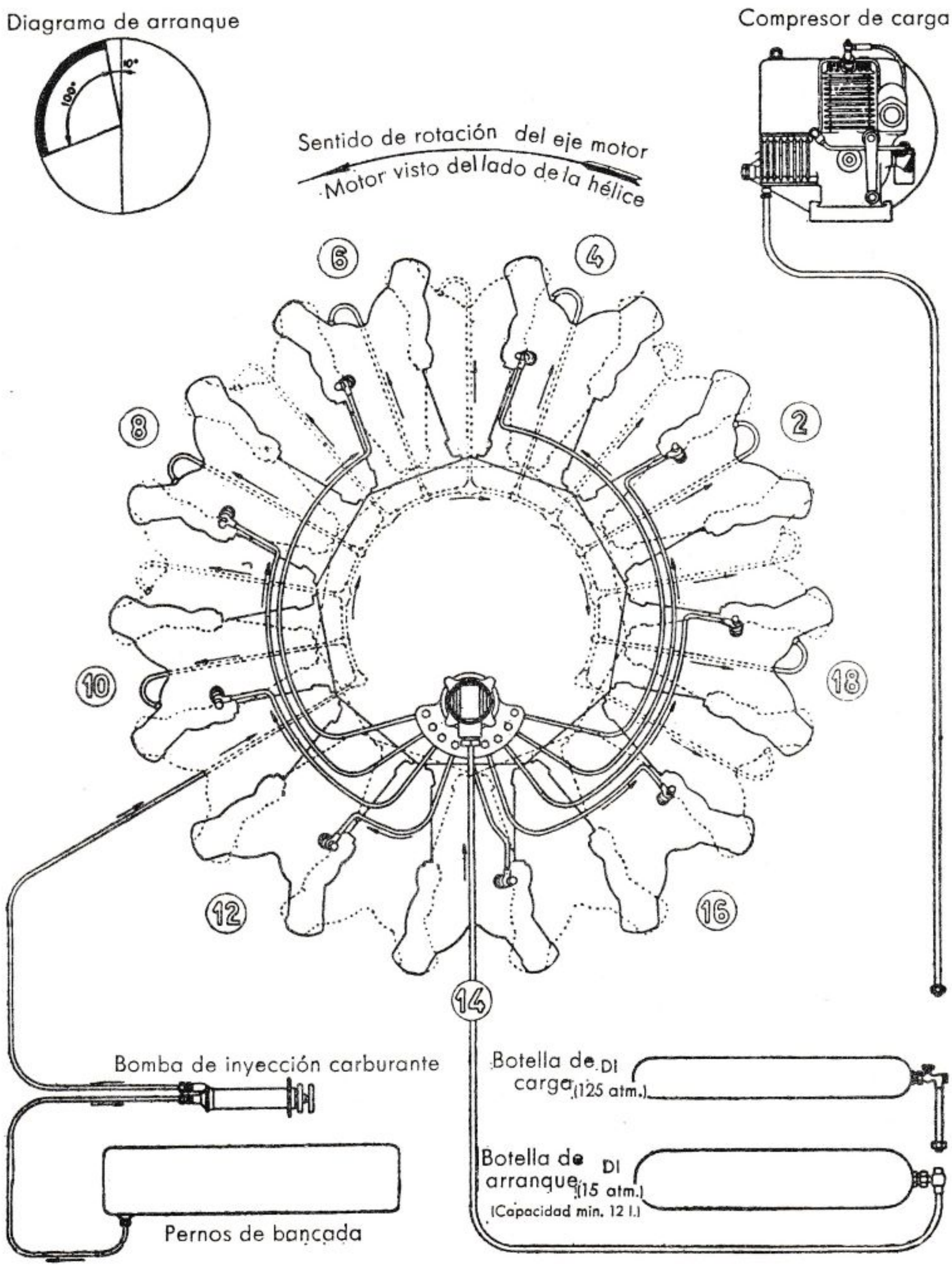


FIG. 353. — Esquema de arranque por aire comprimido de un motor de aviación.

XX. 8. Arranque con aire comprimido

El *arranque con aire comprimido* es característico de los viejos motores de aviación y está representado esquemáticamente en la figura 353 aplicado a un motor de estrella. Un *distribuidor* (del cual puede verse una sección en la figura 354) distribuye el aire comprimido a los diversos cilindros en la fase deseada (que evidentemente es aquella correspondiente al período de expansión) y el motor es así puesto lentamente en movimiento. El aire es carburado por medio de una *bomba de inyección* análoga a la mencionada en el arranque a mano. La inyección del carburante es necesaria porque el aire aspirado en la fase de admisión del motor, además de no estar suficientemente carburado a causa de la baja velocidad en el carburador, está también diluido por el aire

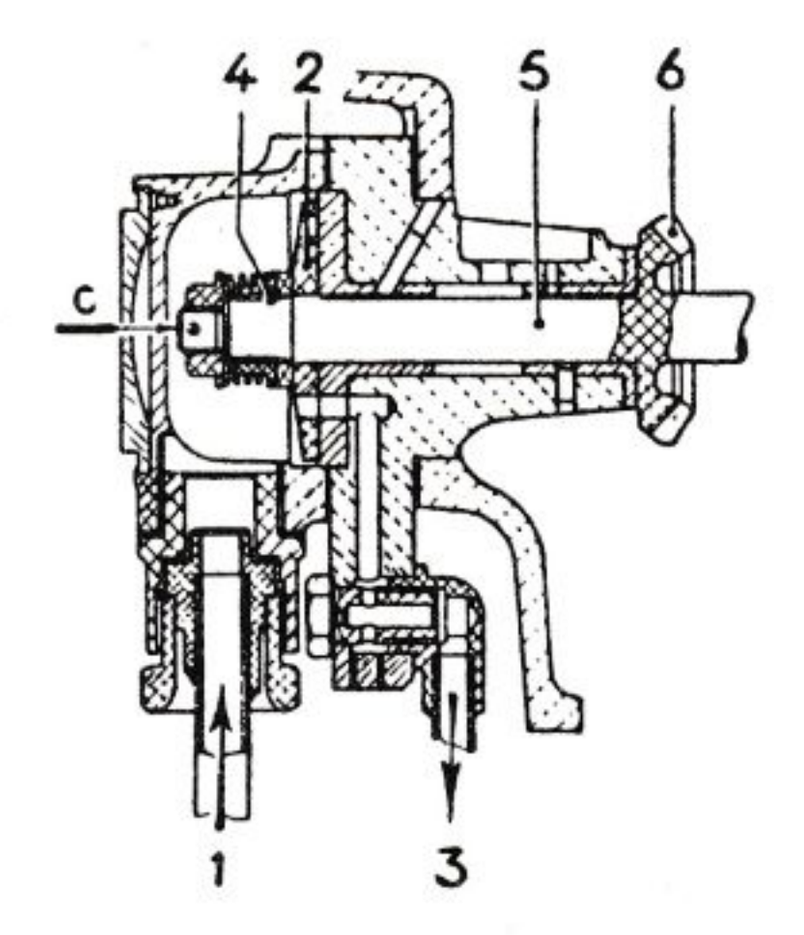


FIG. 354.—Distribuidor de aire de arranque para motor de aviación.

1, Entrada de aire al distribuidor. 2, Disco rotativo distribuidor. — 3, Descarga de aire al cilindro. — 4, Acoplamiento de dientes para la puesta en fase del disco. — 5, Eje de accionamiento. — 6, Piñón de accionamiento.

comprimido de arranque. Una magneto de arranque accionada a mano asegura el encendido. El aire necesario es suministrado por un pequeño compresor que lo acumula en botellas.

EJEMPLO.—*Calcular la presión del aire* p *necesaria para arrancar un motor de aviación de 30 litros de cilindrada suponiendo, igual que en el caso de la figura 353, que se hacen funcionar con aire comprimido sólo la mitad de los cilindros (la estrella anterior).*

El momento resistente a vencer y el número necesario de revoluciones valen:

$$M_m = 4 \times 30 = 120 \text{ kgm}$$

$$n = 100 \text{ r.p.m.};$$

por ello la potencia necesaria para hacer girar el motor es:

$$N = \frac{120 \times 100}{716} = 16{,}8 \text{ CV.}$$

Para mayor simplicidad suponemos que el aire admitido en el cilindro no se expansiona, o sea que la válvula de escape se abre precisamente cuando el distribuidor cesa de enviar aire al cilindro (en realidad hay una ligera expansión porque el escape se abre 10÷15° después); la presión en el cilindro queda así constantemente igual a la presión que existe en la botella.

Suponiendo que la distribución de aire comprimido dura 110°, iniciándose aproximadamente en el P.M.S., la presión de aire comprimido actúa sobre el pistón durante una carrera igual aproximadamente a 0,7 veces la carrera total. La presión que buscamos será, por tanto, igual a la p_e de un motor de:

$$\frac{30}{2}\ 0{,}7 = 10{,}5\ \mathrm{l}$$

de cilindrada; se tiene, pues:

$$p = p_e = \frac{900\ N}{V\ n} = \frac{900 \times 16{,}8}{10{,}5 \times 100} = 14{,}4\ \mathrm{kg/cm^2}.$$

CAPÍTULO XXI

MOTORES DE 2 TIEMPOS Y MOTORES DE ALIMENTACIÓN POR INYECCIÓN

En los capítulos precedentes hemos tratado principalmente de los motores de 4 tiempos de alimentación por carburación, porque ellos constituyen la gran masa de motores de encendido por chispa. Añadimos ahora algunas nociones sobre otros motores menos difundidos, pero que forman todavía parte de la gran clase de motores de encendido por chispa, esto es: los motores de 2 tiempos, los motores de alimentación por inyección de carburante y los motores policarburantes.

—**Los motores de 2 tiempos de E.B.** son siempre de pequeña cilindrada y se usan sobre todo como motores fuera borda, pequeños motores industriales y para motocicletas de poca cilindrada.

—**Los motores de inyección de gasolina** han sido desarrollados como consecuencia de proyectos recientemente efectuados en el campo de la inyección, y también después del progreso llevado a cabo en los motores Diesel rápidos. La alimentación por inyección de gasolina, concebida ya hace mucho tiempo sin haber alcanzado éxito por las dificultades mecánicas y técnicas que presentaba, ha sido llevado a un satisfactorio grado de perfección hasta llegar a tener aplicación en los motores de aviación y también recientemente en motores para autovehículos.

—**Los motores de E.B. policarburantes** han tenido aplicación en el campo de los tractores; de ellos daremos una reseña en el pár. XXI. 4.

XXI. 1. Consideraciones sobre los motores de 2 tiempos

Entre los motores de 2 tiempos están muy difundidos aquellos *con distribución controlada por medio del pistón,* debido a su simplicidad y al bajo coste de fabricación. En efecto, los motores con distribución de tres lumbreras son los más simples que existen, al faltar el mecanismo de la distribución están reducidos a sus órganos esenciales.

Mucho menos difundidos son los motores con *distribución controlada por válvulas.* Éstos ofrecen algunas ventajas desde el punto de vista termodinámico, por la posibilidad de efectuar el barrido uniflujo, pero

son más complicados debido al mecanismo de la distribución y, por tanto, también más costosos. El mecanismo de la distribución representa un obstáculo para alcanzar elevados regímenes de rotación, porque debiendo el eje de camones girar a la misma velocidad del motor, las condiciones de funcionamiento de las válvulas y de las partes adjuntas son iguales a las correspondientes a un motor de 4 tiempos funcionando a doble velocidad. Esta dificultad está además agravada por el hecho de que, teniendo que permitir la entrada del gas en un tiempo aproximadamente la mitad que para un 4 tiempos de igual velocidad, las válvulas tienen que ser de grandes dimensiones, por tanto más pesadas y de más difícil refrigeración. Sin querer profundizar en los diversos problemas que se presentan en el estudio de los motores de 2 tiempos, cosa que nos llevaría demasiado lejos, consideramos útil el hacer algunas consideraciones de carácter práctico.

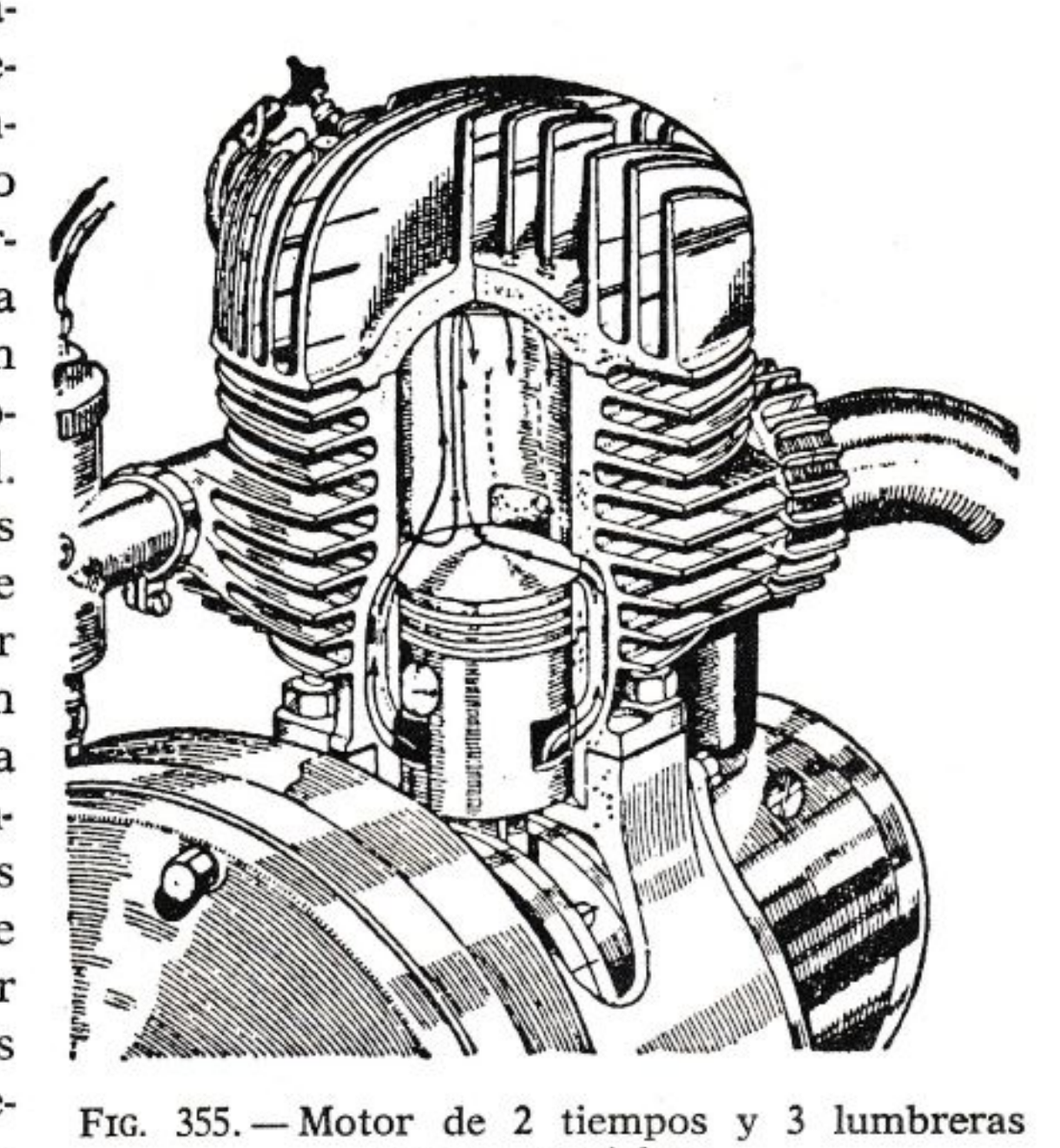


FIG. 355. — Motor de 2 tiempos y 3 lumbreras para motocicleta.

1.º **Motor de tres lumbreras** (ver figs. 174 y 355). El pistón, realizando la carrera útil, abre primero la lumbrera de escape y después, cuando la presión de los gases se encuentra ligeramente por debajo de la correspondiente a la mezcla fresca comprendida en el cárter, descubre la lumbrera de admisión. La salida de la carga fresca al escape está impedida en cierto modo por el deflector puesto en la cabeza del pistón. Este tipo de motor presenta desde el punto de vista termodinámico los siguientes inconvenientes:

a) Carrera de expansión reducida, con la siguiente pérdida de potencia y rendimiento.

b) Lumbreras de dimensiones reducidas (para no disminuir excesivamente la expansión) y la consiguiente necesidad de una fuerte precompresión que significa pérdida de potencia.

c) Pérdida de mezcla fresca a través del escape, dilución de la carga con los gases de combustión, y consiguiente pérdida de potencia con aumento de consumo.

d) Pérdida de potencia debido a la resistencia de la mezcla a su entrada en el cárter.

Como consecuencia se tiene una baja presión media efectiva. Desde el punto de vista mecánico el mayor inconveniente es el representado por un desigual desgaste de los cilindros, de los pistones y de los aros, debido a la existencia de las lumbreras.

A veces en los pequeños motores rápidos se aplica un distribuidor rotativo de construcción muy simple (por lo común constituido por el mismo eje motor), que permite prolongar la fase de aspiración de la

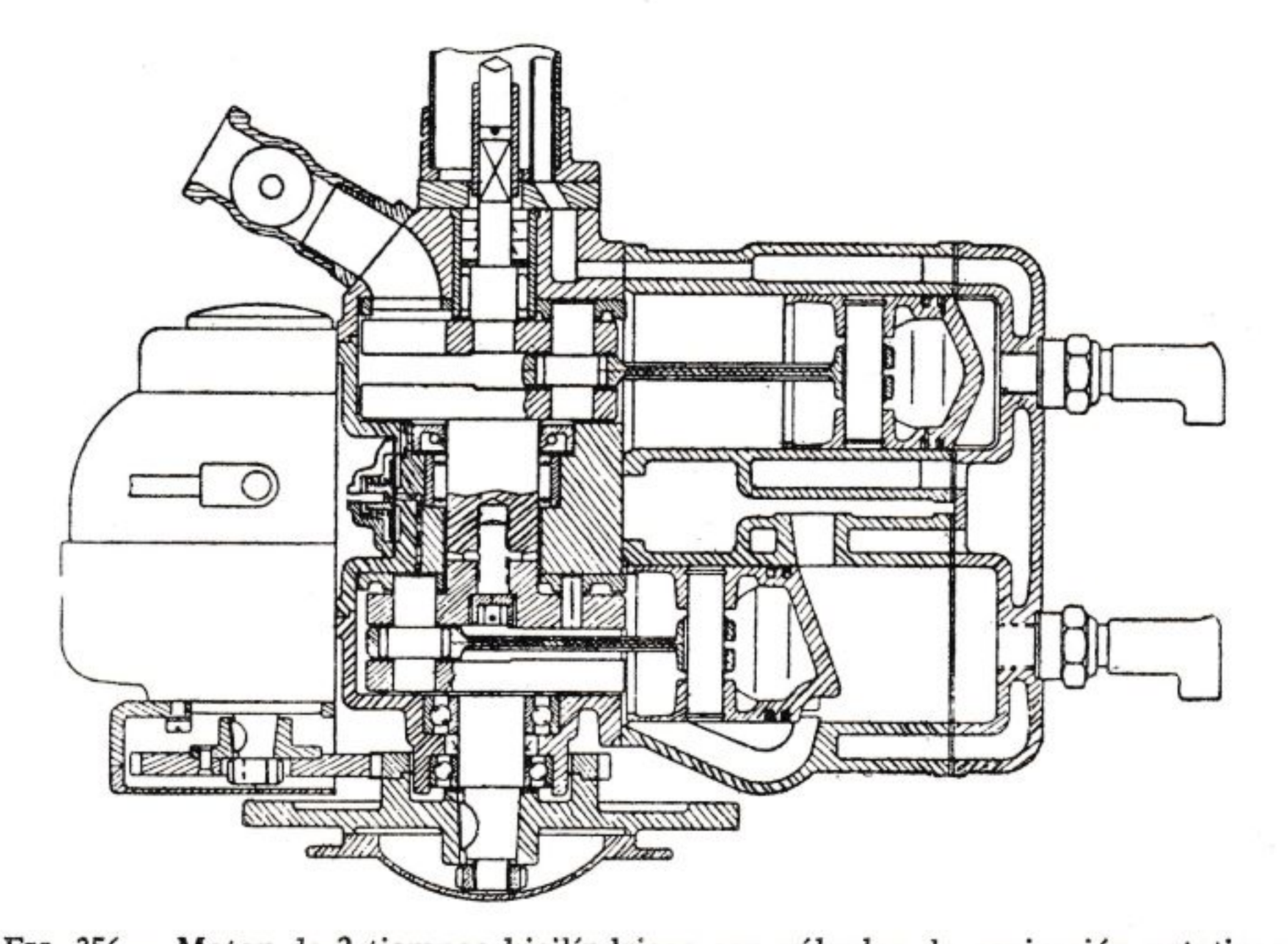


FIG. 356. — Motor de 2 tiempos bicilíndricos con válvulas de aspiración rotativas.

mezcla o del aire en el cárter con toda ventaja para el relleno; en la figura 356 está representada la sección longitudinal de un motor de 2 tiempos bicilíndrico con válvulas de aspiración rotativas.

2.° **Motores con pistones contrapuestos** (ver fig. 175). En este caso uno de los pistones controla las lumbreras de aspiración y el otro las de escape. El sistema ofrece las ventajas de una buena utilización de la expansión y permite dar una forma conveniente a la cámara de combustión comprendida entre los dos pistones. Pero la característica principal es la de obligar al gas a una corriente *uniflujo,* lo que permite mejorar el relleno y disminuir la dilución debida a los gases de combustión.

Desde el punto de vista mecánico, este tipo de motor tiene la ventaja del perfecto equilibrado de las masas alternas, pero tiene el incon-

veniente de la complicación debida a la existencia de un segundo eje motor y al acoplamiento necesario entre los dos ejes. Ésta es la razón por la que sólo ha sido realizado como motor Diesel

3.º **Motores con cilindros en U** (ver fig. 176). Pueden considerarse como un motor de pistones contrapuestos que tiene los cilindros sobre sí mismo, o bien como uno de tres lumbreras que tiene el deflector fijo en lugar de móvil con el pistón. Respecto al tipo con pistones contrapuestos tiene la desventaja de una forma menos racional de la cámara de combustión y la ventaja de una mayor simplicidad. Respecto al tipo con tres lumbreras tiene la ventaja de tener la corriente influjo y la desventaja de la menor simplicidad; presenta, pues, los inconvenientes de tener las partes dotadas de movimiento alternativo demasiado pesadas. Este tipo de motor ha tenido últimamente cierta difusión.

XXI. 2. Comparación entre el motor de 2 tiempos y el de 4 tiempos

Comparando desde un punto de vista general, el *motor de 2 tiempos* con el de *4 tiempos* tenemos:

Ventajas:

1.º A igualdad de número de combustiones en la unidad de tiempo el número de cilindros resulta la mitad del de 4 tiempos.

2.º Mayor simplicidad y, en el caso de motores de tres lumbreras, menor coste de producción por la ausencia de numerosos órganos que forman el mecanismo de la distribución.

Desventajas:

1.º Menor rendimiento termodinámico debido al mal relleno, a la dilución del gas fresco, a la pérdida de gas fresco por el escape, a la pérdida de trabajo por bombeo y al incompleto aprovechamiento de la expansión. En conclusión: baja presión media efectiva.

2.º Mayor dificultad de refrigeración y mayores solicitaciones de los órganos en movimiento; el pistón del motor de 2 tiempos, a igualdad del número de revoluciones, está sujeto a la temperatura y a la presión de combustión un número doble de veces que el motor de 4 tiempos.

3.º Mayores consumos específicos especialmente en el caso de la limitación por carburación.

4.º Funcionamiento irregular a los bajos regímenes.

5.° Mayores solicitaciones térmicas y eléctricas de la bujía porque, a igualdad de revoluciones con uno de 4 tiempos, es doble el número de encendidos.

La potencia específica de los motores de 2 tiempos de tres lumbreras con precompresión en el cárter es normalmente de 30÷50 CV /1 a 3.000÷6.000 r. p. m.

Los motores especiales de carreras alcanzan 80÷110 CV /1 a 8.000÷÷12.000 r. p. m. para motores de tres lumbreras de pequeña cilindrada 50÷175 cm^3) con precompresión en el cárter y 80÷116 CV/1 a 5.000÷÷6.000 r. p. m. para motores de pistones contrapuestos.

El motor de 2 tiempos no es, por tanto, superior al de 4 tiempos desde el punto de vista del aprovechamiento de la cilindrada.

XXI. 3. Motores de inyección de gasolina

Son normales motores de encendido eléctrico en los cuales el aire se carbura *directamente en el cilindro* o bien *antes de la válvula de aspiración,* mediante chorros intermitentes de carburante producidos por inyectores.

Los motores de inyección de carburante no deben de confundirse con los Diesel, aunque el sistema de alimentación los hace aparentemente similares, porque tanto el encendido de la mezcla como la combustión son del todo análogos a los motores de carburación.

El aparato para la inyección de carburante será descrito en el capítulo XXV en unión de los aparatos de inyección de los motores de encendido espontáneo, porque difieren sólo por la presencia del sistema de lubricación, necesario a fin de evitar agarrotamientos entre las partes de la bomba dotada de movimiento rotativo, dado el menor poder lubricante del carburante respecto al gasoil.

Por lo que respecta a la regulación, en los motores de inyección de carburante, a diferencia de lo que se requiere para los motores de E.C., es necesario mantener constante la relación aire/combustible, por lo que es necesario actuar *bien sobre el combustible o sobre el aire introducido en el motor.*

Cuando la inyección se hace directamente en el cilindro se puede lograr un buen barrido del mismo y de la cámara de combustión por medio de aire solo y, por tanto, sin desperdicio de combustible. Por el contrario, puede haber condensaciones de carburante sobre las paredes del cilindro y, por ello, dilución del aceite lubricante; este inconveniente se remedia con particulares medidas en la elección del inyector, de la forma de la cámara de combustión y de la presión de inyección.

Otra ventaja de la inyección es de dar lugar a menores consumos específicos en cuanto es más fácil obtener, a cualquier régimen y en las variaciones de régimen, una mejor dosificación de la mezcla que con

el carburador. Pero es más difícil obtener una mezcla homogénea, porque el combustible dispone de un período de tiempo más breve para mezclarse con el aire; desventaja que se trata de reducir al mínimo con una buena turbulencia, la cual en los motores de inyección es factor de gran importancia para obtener una buena combustión.

En los motores de inyección se puede alcanzar una relación de compresión más alta que en los motores de carburación (por tanto, a igualdad de cada otra condición es posible obtener una mayor p.m.e., o sea, una mayor potencia específica). Parece que esto puede atribuirse, además de a la refrigeración debida a la evaporación del carburante en el cilindro, al hecho de que permaneciendo menos en el cilindro, el carburante está sujeto en menor medida a aquellas transformaciones químicas (formación de peróxidos) que originan la detonación.

El sistema de alimentación por inyección de gasolina ha sido desarrollado particularmente en Alemania para la aviación.

Son notables las ventajas que se consiguen en este campo:

1.° Eliminación de la formación de hielo que tiene lugar con el carburador.

2.° Eliminación de los inconvenientes debidos a los movimientos acrobáticos del aparato.

3.° Eliminación del peligro de retorno de llama.

4.° Mejores posibilidades en la dosificación al variar la presión atmosférica y, por tanto, la cota.

Últimamente la inyección de gasolina ha encontrado algunas aplicaciones en el campo automovilístico: en los motores de 2 tiempos, con el fin de reducir el consumo, y, en los motores para coches deportivos y de carreras, por la posibilidad de obtener mayores potencias específicas (hay también algunas aplicaciones de la inyección en motores para motocicletas de carreras).

Motores de 4 tiempos

La inyección puede ser hecha *directamente en el cilindro* (fig. 357) o bien en el *conducto de aspiración* (fig. 358) inmediatamente antes de la válvula.

La inyección en el conducto se efectúa generalmente durante la fase de aspiración (pero puede también ser efectuada mientras la válvula está todavía cerrada), con presiones de inyección en general comprendidas entre 30 y 50 kg/cm^2; en algunos casos, sin embargo, puede también ser superior.

Cuando se hace la inyección en el cilindro puede ser también en la fase de compresión durante la cual es más fácil obtener la evaporación de la gasolina. En los motores con compresor en los cuales se efectúa el barrido estableciendo un gran ángulo de solape (hasta 80°) entre las

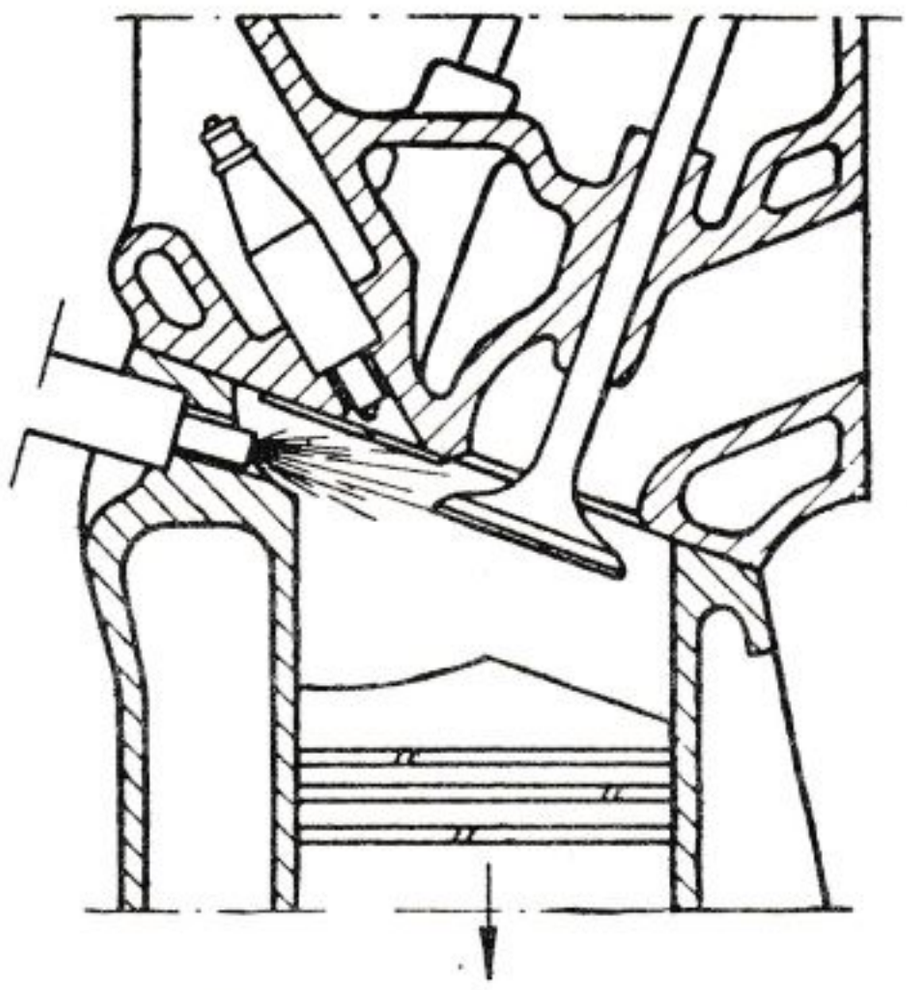


FIG. 357. — Inyección en el cindro.

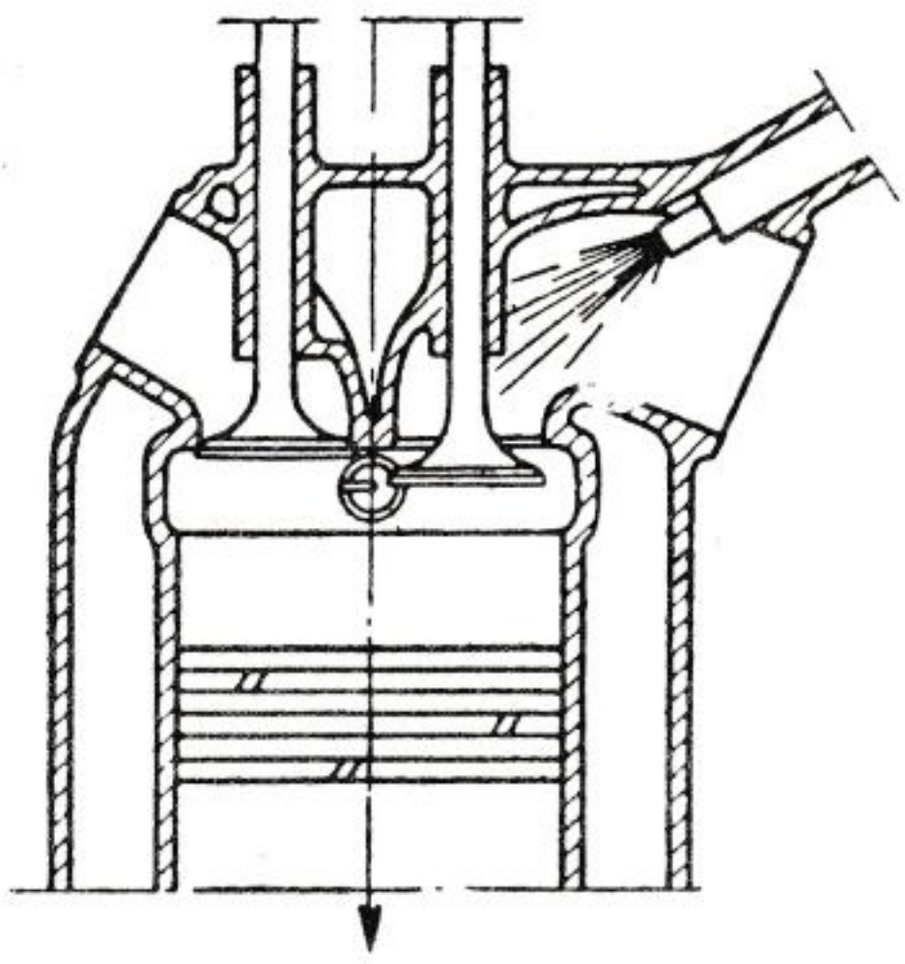


FIG. 358. — Inyección en el conducto.

fases de aspiración y escape, es conveniente efectuar la inyección durante la fase de compresión.

La duración de la inyección varía con la carga del motor, esto es, según que la cantidad de combustible a inyectar sea mayor o menor;

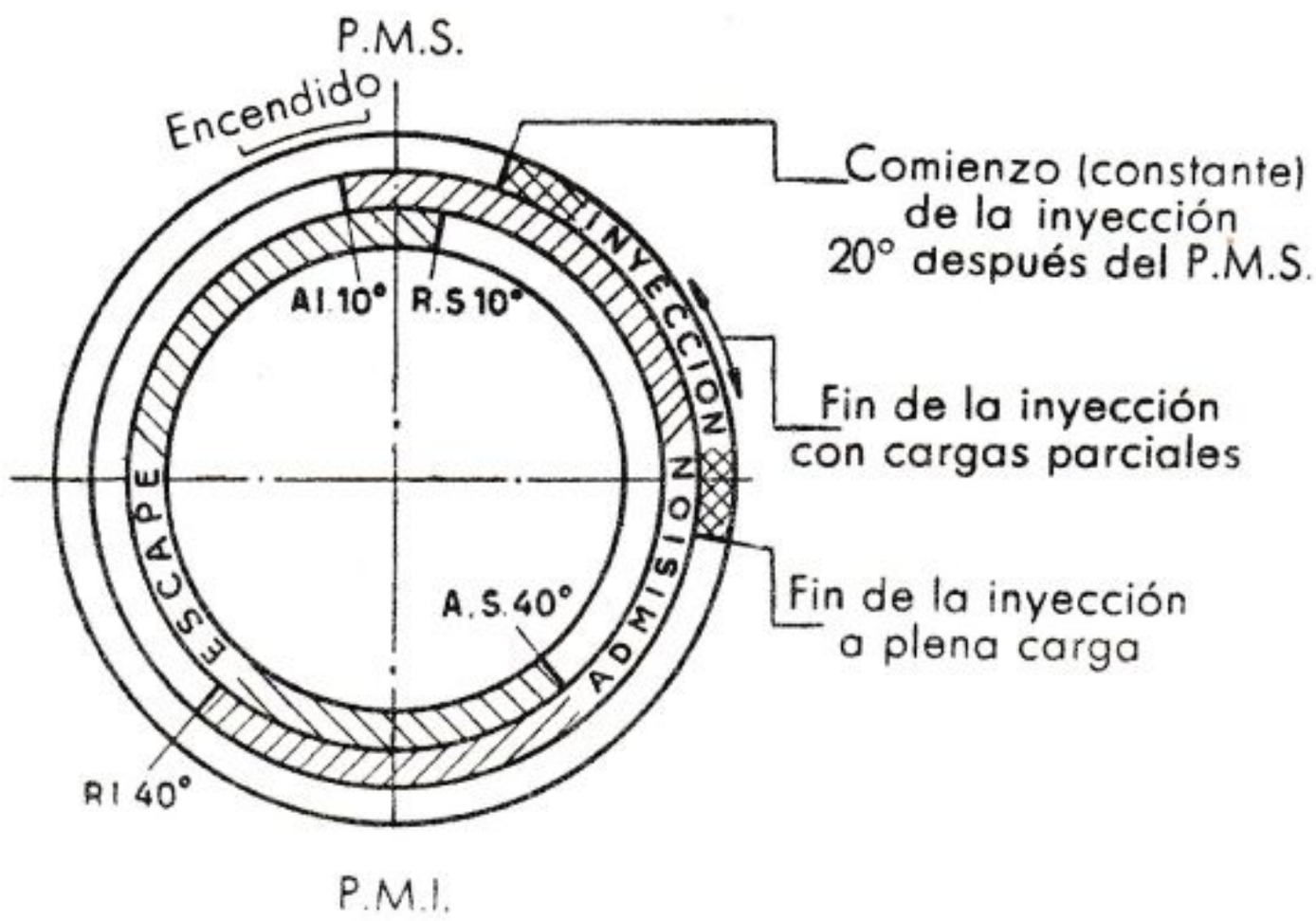


FIG. 359. — Diagrama de la distribución de un motor de 4 tiempos de inyección.

como término medio está comprendida entre 40 y 80° de rotación del eje motor. Para los motores de uso normal los consumos específicos resultan generalmente inferiores al 10 % respecto a aquellos de motores de carburación, mientras la p.m.e. sufre un sensible incremento

La alimentación por inyección, especialmente la directa en el cilindro, no es conveniente para cilindradas unitarias inferiores a los 400÷÷500 cm^3, ya que por debajo de este límite aumenta la dificultad de dosificación; por otro lado, el coste de la instalación resulta desproporcionado respecto a la del motor.

El número de revoluciones máximo del motor de inyección encuentra una limitación en el régimen máximo al cual la bomba de inyección puede funcionar sin inconvenientes. Tal régimen, que depende de las características constructivas, oscila alrededor de 4.000÷4.500 r.p.m.; por lo que, teniendo en cuenta que la bomba gira a la velocidad del eje de la distribución (es decir, a la mitad del eje de cigüeñales), el régimen máximo al cual puede funcionar el motor está actualmente fijado en las 8.000÷9.000 r.p.m.

Motores de 2 tiempos

La *inyección directa en el cilindro,* empleada hasta hace poco tiempo exclusivamente en motores de 4 tiempos de aviación y de competición, ha encontrado algunas aplicaciones también en los motores rápidos de 2 tiempos y particularmente en aquellos con barrido de lumbreras opuestas.

Con la alimentación por inyección se sustituye el barrido efectuado con mezcla (característico del motor de 2 tiempos de carburación) por el *barrido de aire puro,* evitando así las pérdidas de mezcla por el escape; por esta razón, el consumo específico del motor de inyección debería resultar aproximadamente un 30 % inferior al de 2 tiempos de carburación, cosa que no ocurre en la práctica.

En general, igual que ocurre en los motores de 4 tiempos, la presión de inyección es alrededor de 30÷50 kg/cm^2. Para obtener una buena formación de la mezcla en el cilindro, se debe utilizar, además de la energía cinética del chorro de combustible, también el torbellino provocado dentro del cilindro por la corriente de barrido, haciendo que termine la inyección muy cerca del P.M.S. (ver la fig. 360). El instante más favorable para el comienzo de la inyección está en la proximidad del P.M.I., es decir, cuando las lumbreras de escape están todavía parcialmente abiertas; haciendo de esta forma, si la posición del inyector es tal que conduce el chorro combustible en contra del flujo de aire de barrido, las pérdidas de combustible por el escape resultan despreciables, por cuanto la mezcla aire-combustible alcanza al término de su recorrido en el cilindro cuando las lumbreras de escape están ya cerradas.

Se pueden obtener mejores resultados en los consumos y en la p.m.e. efectuando la inyección en el reducido tiempo de que se dispone después del cierre de las lumbreras de escape; el valor de la presión de inyección en este caso debe, sin embargo, ser superior a los valores citados anteriormente como normales.

La alimentación por inyección es apta particularmente para motores de cilindrada unitaria comprendida entre 200 y 400 cm³. Por debajo de los 200 cm³ los mayores gastos en el dispositivo de inyección no están económicamente justificados mientras aumentan las dificultades para obtener una dosificación exacta; por encima de 400 cm³ de cilindrada unitaria aumenta la dificultad para efectuar el barrido a elevado número de revoluciones.

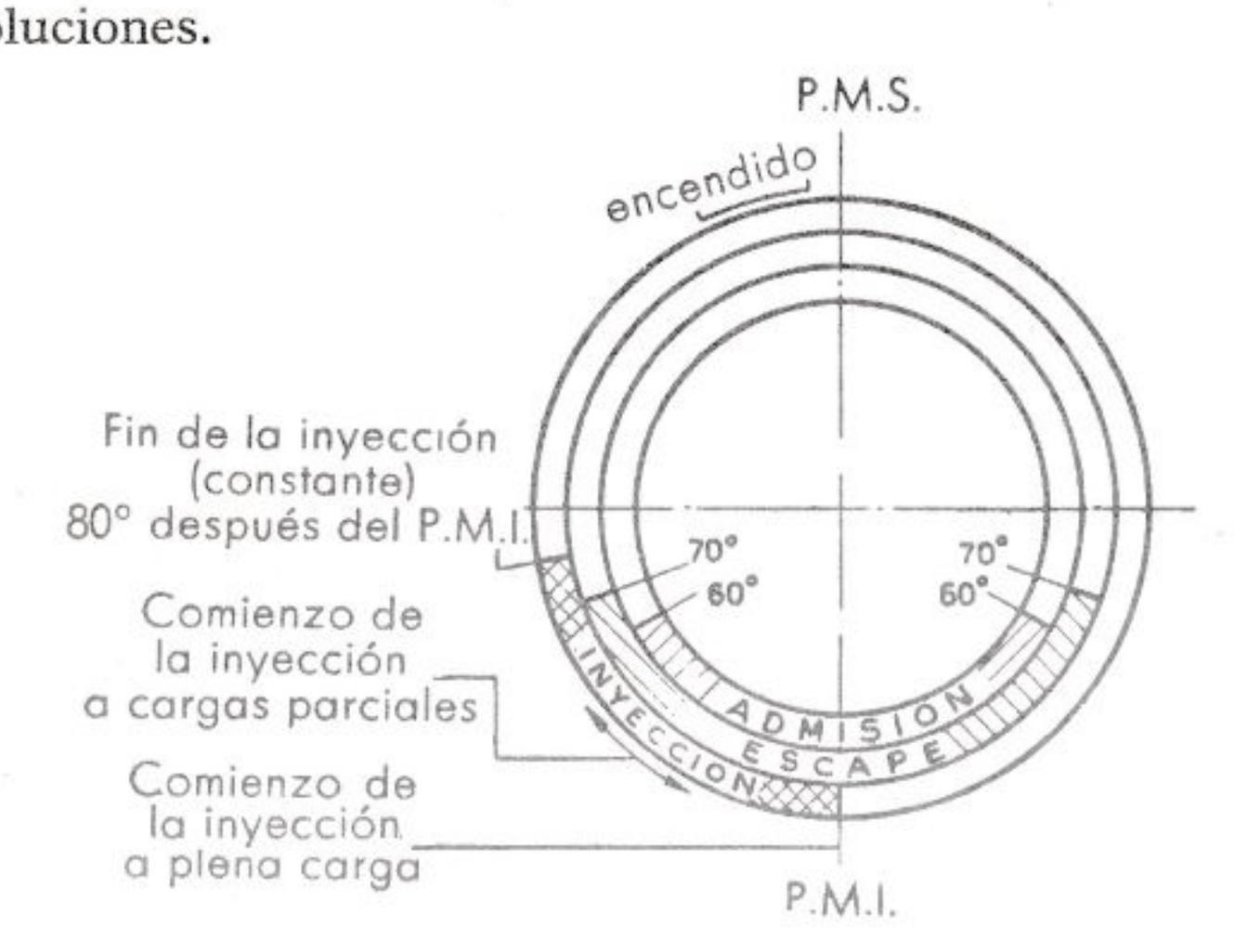


FIG. 360. — Diagrama de la distribución de un motor de 2 tiempos de inyección.

El número de revoluciones máximo del motor es el máximo consentido por la bomba de inyección, corrientemente alrededor de 4.000÷4.500 r.p.m. (en el motor de 2 tiempos la bomba gira a la misma velocidad que el motor).

En el campo de los motores de 2 tiempos es comprensible el interés desarrollado en la inyección porque aumenta la potencia específica y sobre todo la notable *disminución del consumo* que permite teóricamente compense la complicación y el coste de la instalación.

XXI. 4. Motores policarburantes de E.B.

Los motores de inyección **policarburantes de E.B.** han tenido un cierto período de difusión especialmente en el campo agrícola, donde fueron introducidos para sustituir a los motores de carburador que funcionaban con petróleo y con gasoil, los cuales presentaban consumos elevados especialmente a las cargas medias (hasta 500 g/CV h), gran facilidad en pasar el combustible al cárter, formación de depósitos carbonosos y recalentamientos excesivos. Éstos suelen quemar combustibles diversos (gasolina, petróleo, alcohol, gasoil y mezclas); por esta razón se llaman motores «policarburantes».

Dos son los tipos principales: el *Hesselmann* y el *FIAT Boghetto.*

El **Hesselmann** tiene la cámara de combustión labrada en parte en forma de vaso (fig. 361); la inyección en la cámara tiene lugar durante la fase de compresión.

El **Fiat Boghetto**, a pesar de estar en la actualidad totalmente abandonado, merece la pena ser recordado porque ha introducido algunos principios que son todavía válidos y que se consideran de nuevo por el interés que los motores policarburantes tienen actualmente como derivados de los motores Diesel.

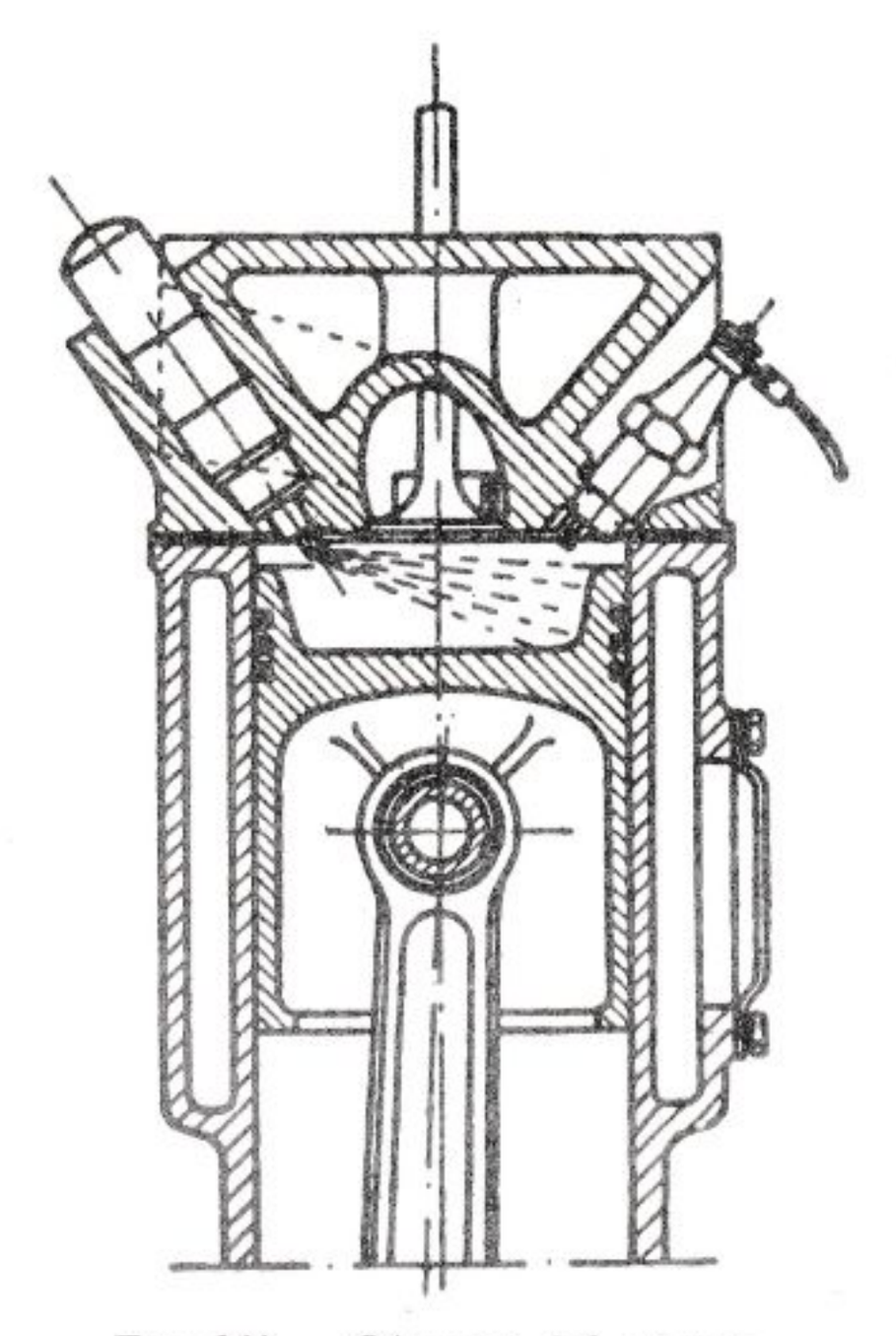


FIG. 361. — Cámara del motor Hesselmann.

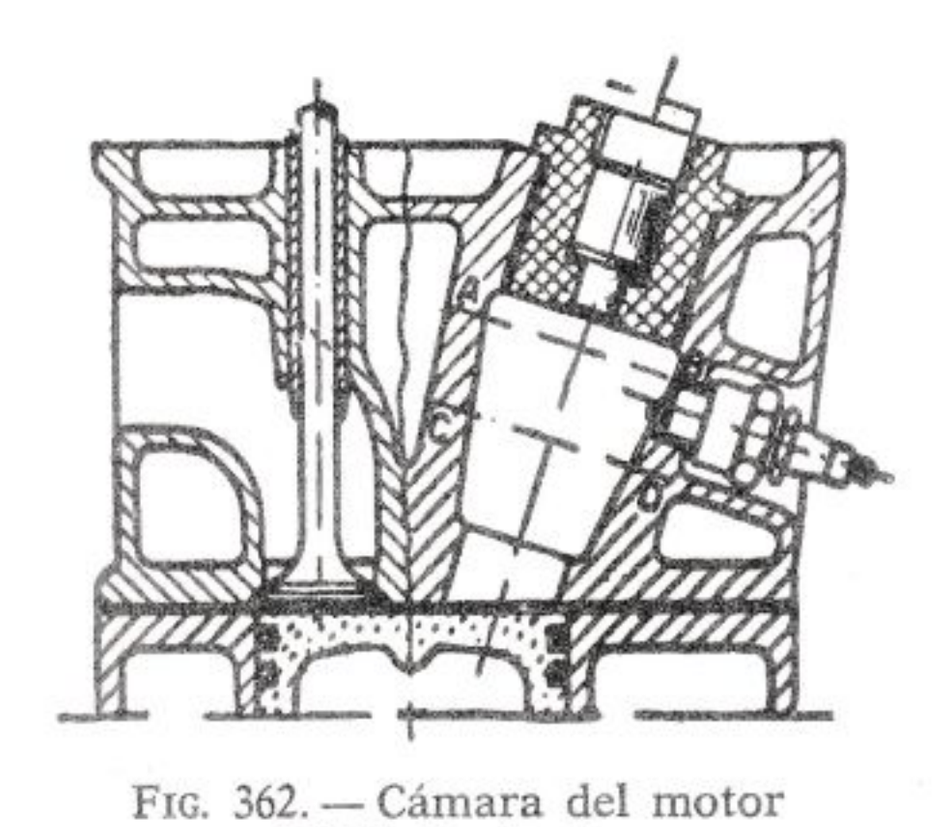


FIG. 362. — Cámara del motor FIAT Boghetto.

En los motores de inyección, de los cuales hemos hablado en los párrafos anteriores, la regulación a los diversos regímenes de la cantidad de aire aspirado tiene lugar simultáneamente con la regulación del caudal de combustible; en los motores Fiat-Boghetto, por el contrario, la regulación se hace solamente sobre el combustible, por lo que el volumen del aire introducido en el cilindro, manteniéndose casi constante al variar la carga, resultaba a las bajas cargas sólo parcialmente carburado. Lo que hace que mientras que en los primeros la turbulencia es necesaria para lograr la máxima homogeneidad de la mezcla, en el Fiat-Boghetto constituye un elemento dañoso porque provoca, a bajas cargas, mezclas demasiado pobres. El motor Boghetto podría definirse, pues, como un motor de carga estratificada.

La cámara de combustión es una cámara aparte puesta en comunicación con la del cilindro a través de una especie de tubo de Venturi (figura 362). La inyección comienza aproximadamente 90° antes del P.M.S. y termina cuando ha sido inyectada la cantidad de combustible

necesario para el grado de carga. Al final de la carrera de compresión en la cámara de combustión se tiene: superiormente limitado por la línea *A-B*, una porción de gas constituido por la mayor parte del gas quemado; entre las líneas *A-B* y *C-D* una porción de aire carburado dispuesto para la combustión; por debajo de la línea *C-D* aire puro.

Los dispositivos para la inyección del carburante son los mismos que se emplean para la inyección del gasoil en los Diesel rápidos, pero con particulares adaptaciones, de los cuales trataremos en la parte IV.

CAPÍTULO XXII

CARACTERÍSTICAS DE LOS MOTORES DE ENCENDIDO POR CHISPA

Los motores de E.B. son aplicados en una vastísima gama de máquinas utilizadoras y varían en sus características según su aplicación, siendo las principales las siguientes:

— la potencia
— la elasticidad de funcionamiento
— el consumo
— el peso y la dimensión
— el coste de fabricación y de mantenimiento
— el poco ruido y la ausencia de vibraciones, etc.

Por ello se presentan en las diversas aplicaciones con particularidades constructivas y funcionales notablemente diversas con relación a las exigencias específicas de su empleo.

En los párrafos siguientes están puestas en evidencia las características de los principales motores de E.B. agrupados en las siguientes categorías:

— motores para motovehículos
— motores para automóviles
— motores de aviación.

En cuanto a las aplicaciones son:

— autovehículos industriales
— tracción agrícola
— tracción ferroviaria
— motonáutica
— instalaciones fijas.

Daremos una reseña en el capítulo XXVI de la cuarta parte dedicado al análisis de los principales motores de E.C., que constituyen el núcleo principal de los motores que pertenecen a estas categorías.

XXII. 1. Motores para motovehículos

Los motores para motovehículos [1] deben ser pequeños, simples, ligeros y de potencia elevada. Por ello están siempre refrigerados de aire (también porque las motocicletas se prestan bien a este sistema de refrigeración) y son monocilíndricos o como máximo bicilíndricos. Se dan algunos casos de motores de cuatro cilindros para motocicletas especiales de competición. Los motores para motovehículos son todos ellos de carburación a dos o cuatro tiempos, con cilindradas que varían desde un mínimo de 20÷50 cm³ para los pequeños motores y un máximo de 1.000÷1.200 centímetros cúbicos para las motocicletas más pesadas. La estructura externa está generalmente muy cuidada desde el punto de vista estético para lograr que el motor armonice con la motocicleta; casi siempre el motor forma un bloque único con el cambio de velocidades.

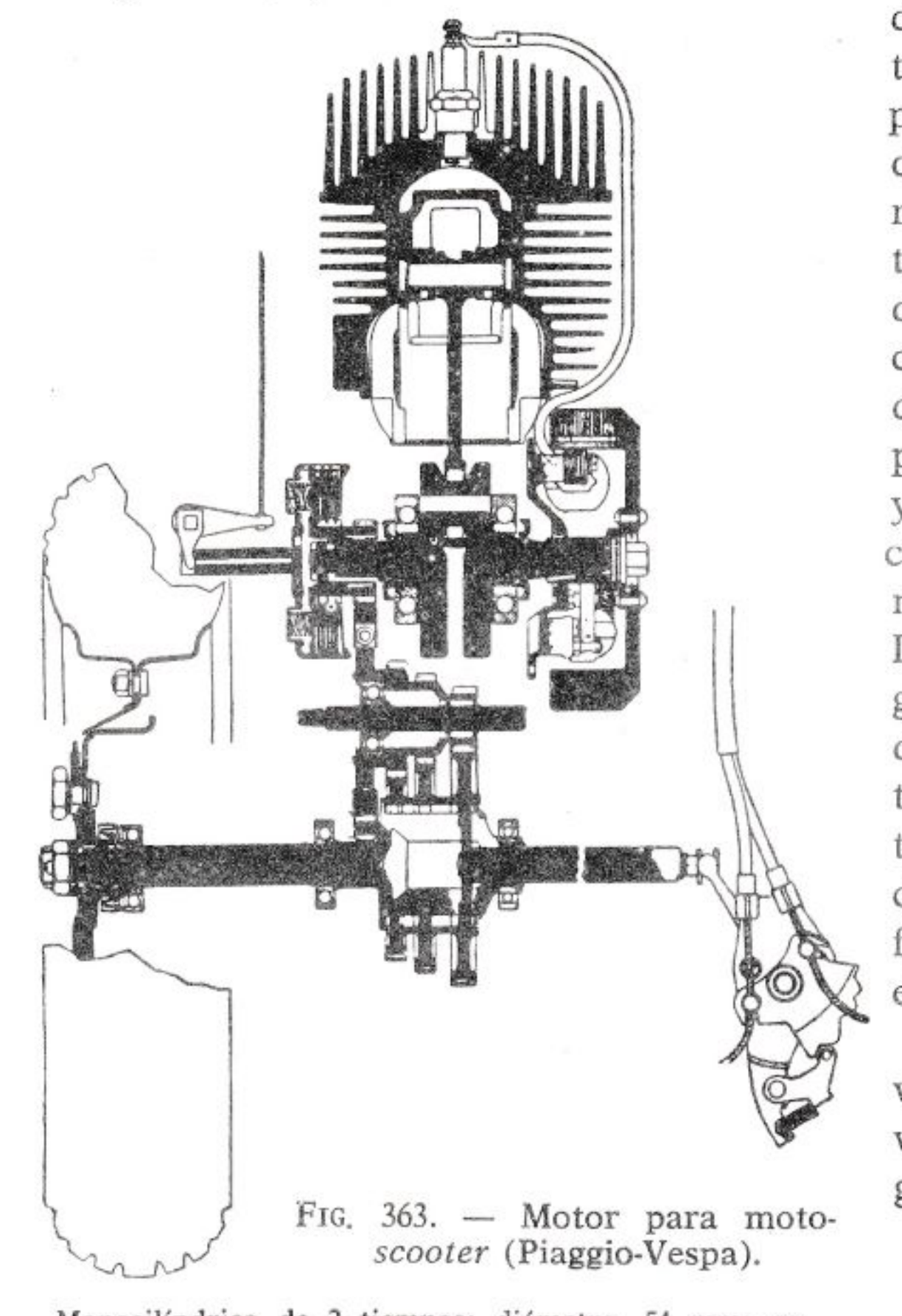


FIG. 363. — Motor para moto-*scooter* (Piaggio-Vespa).

Monocilíndrico de 2 tiempos; diámetro, 54 mm; carrera, 54 mm; cilindrada, 124 cm³; potencia, 5 CV a 5.000 r.p.m.

Los motores para motovehículos se pueden subdividir en las siguientes categorías:

a) **Motores pequeños (micromotores, hasta 50 cm³).** Pertenecen a esta categoría los motores auxiliares para bicicleta y ciclomotores, que son casi todos monocilíndricos de 2 tiempos. El tipo de 4 tiempos es poco usado por su mayor complicación constructiva.

b) **Motores para motos ligeras y scooter (hasta 175 cm³).** Aunque no faltan los tipos de 4 tiempos en su mayor parte son de 2 tiempos. Su cilindrada está comprendida entre 125 y 175 cm³; casi todos son monocilíndricos, siendo rarísimos los bicilíndricos.

Los motores para *scooter* (ver figs. 363 y 364), generalmente de 125 ó 150

---

[1] A la categoría de los motovehículos pertenecen: las motocicletas, los *scooter*, los ciclomotores, los motocarros y las carrocetas.

cm³ de cilindrada, difieren casi siempre, y alguna vez notablemente, de los correspondientes a las motos ligeras en su estructura externa y por la presencia del ventilador de refrigeración forzada.

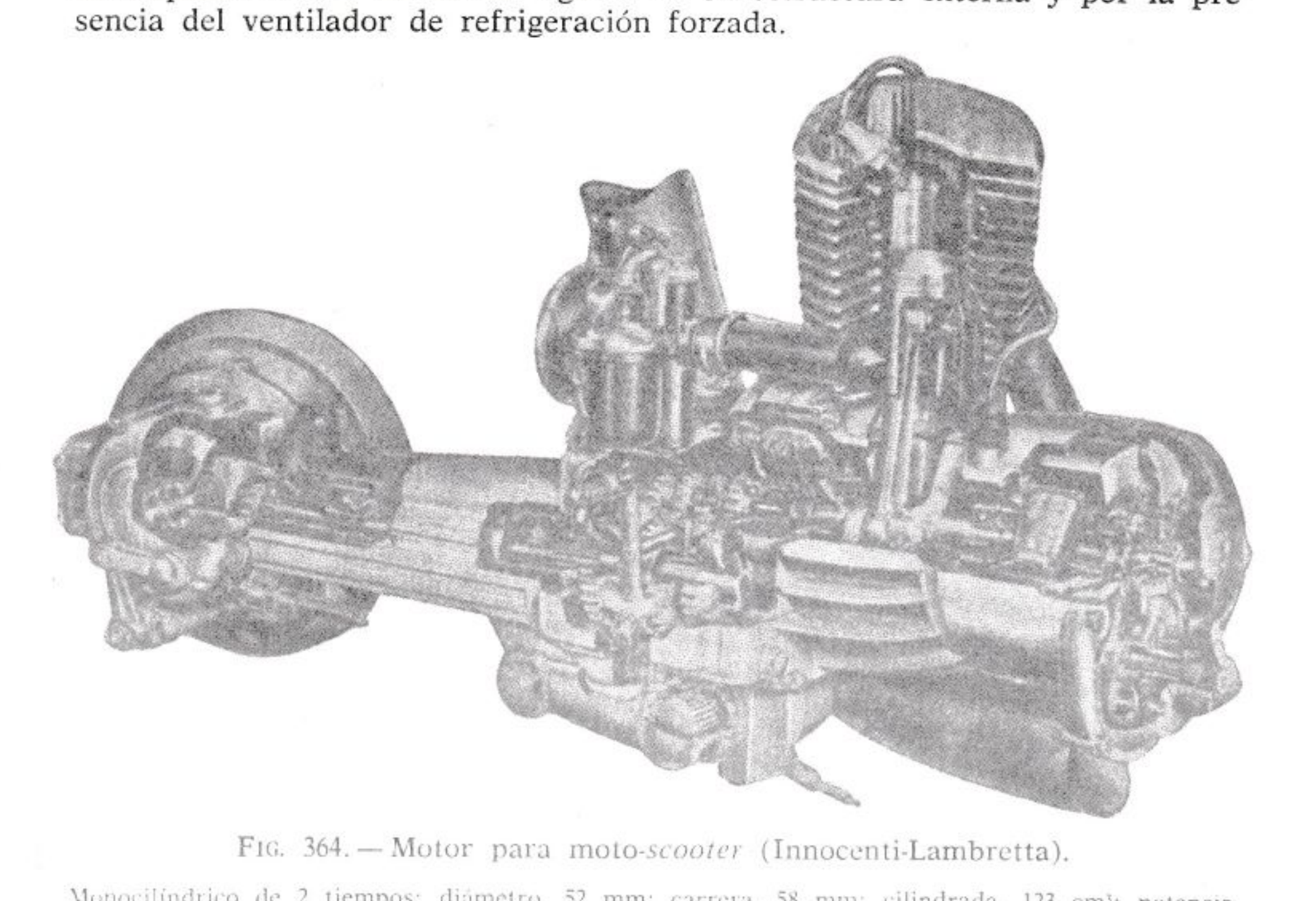


FIG. 364. — Motor para moto-*scooter* (Innocenti-Lambretta).

Monocilíndrico de 2 tiempos; diámetro, 52 mm; carrera, 58 mm; cilindrada, 123 cm³; potencia, 5 CV a 4.600 r.p.m.

c) **Motores de motocicletas medias (de 175 a 350 cm³).** En esta categoría prevalecen los motores de 4 tiempos monocilíndricos, no faltando algunos casos de bicilíndricos (ver fig. 365).

Los de 2 tiempos están muy difundidos en Alemania y Francia; en Italia se construyen sólo hasta el límite máximo de 250 cm³.

d) **Motores para motocicletas pesadas (hasta 350 cm³).** Éstos son todos de 4 tiempos y casi siempre bicilíndricos; hay, sin embargo, ejemplos de óptimos monocilíndricos.

e) **Motores para motocarros y furgonetas.** En los motocarros y furgonetas se aplican comúnmente motores de

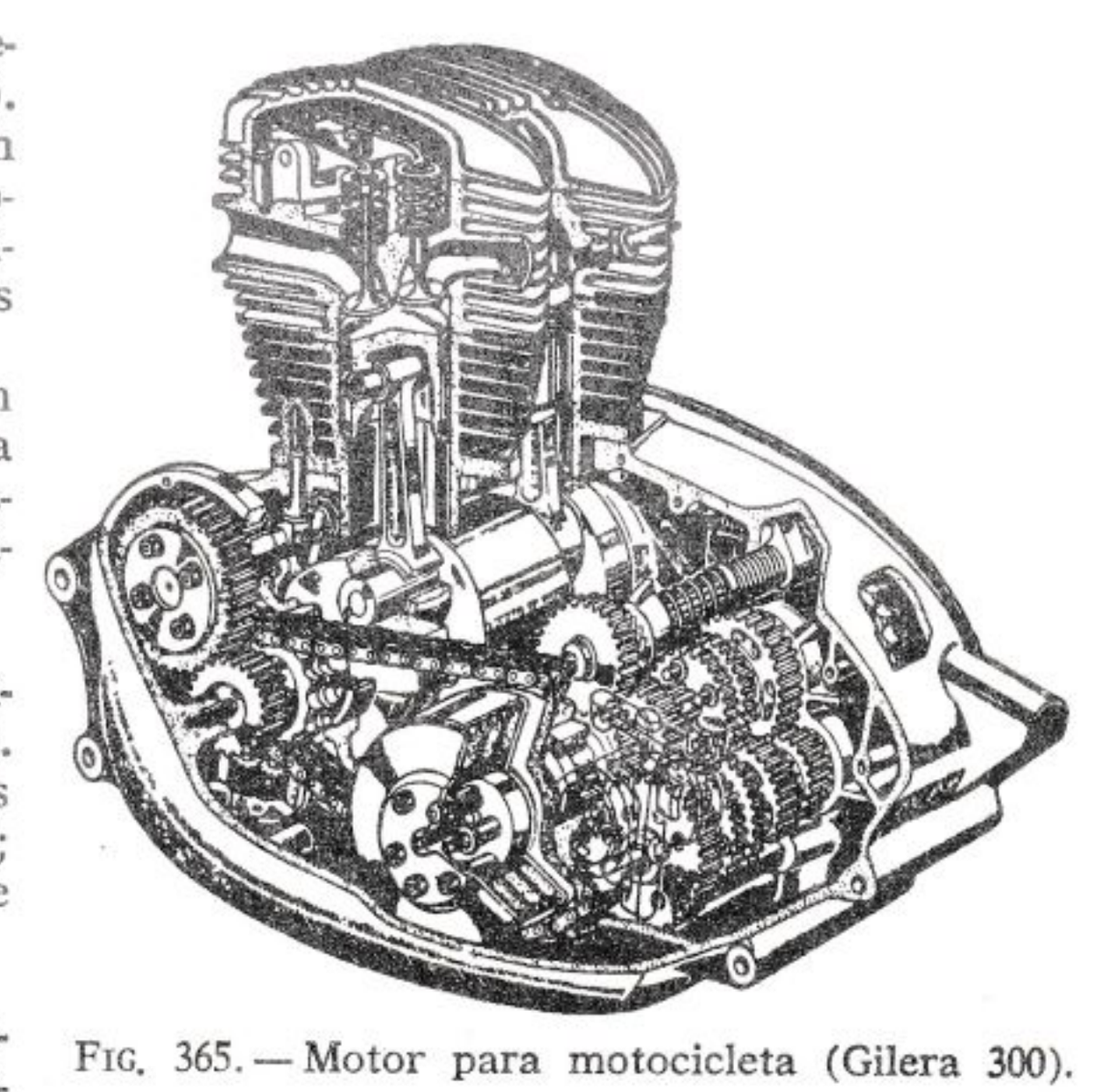


FIG. 365. — Motor para motocicleta (Gilera 300).

Bicilíndrico de 4 tiempos; diámetro, 60 mm; carrera, 54 mm; cilindrada, 304 cm³; potencia, 12,5 CV a 3.800 revoluciones por minuto.

gran cilindrada usados en motocicletas pesadas (algunas veces con la adición de ventiladores para la refrigeración forzada) modificados de forma que puedan resistir mejor el trabajo más pesado (menor relación de compresión, más bajo régimen de rotación, mayor cantidad de aceite en circulación, etc.).

Cuando los motores están proyectados exclusivamente para motocarros, se sigue el criterio de la economía en el funcionamiento y larga duración, como se hace para los motores de los autovehículos industriales. Para pequeños vehículos utilitarios se emplean alguna vez los mismos motores de los *scooters*. La carga de los motocarros varía de 200÷300 kilogramos a 1.000÷1.500 kg según la potencia y la cilindrada del motor.

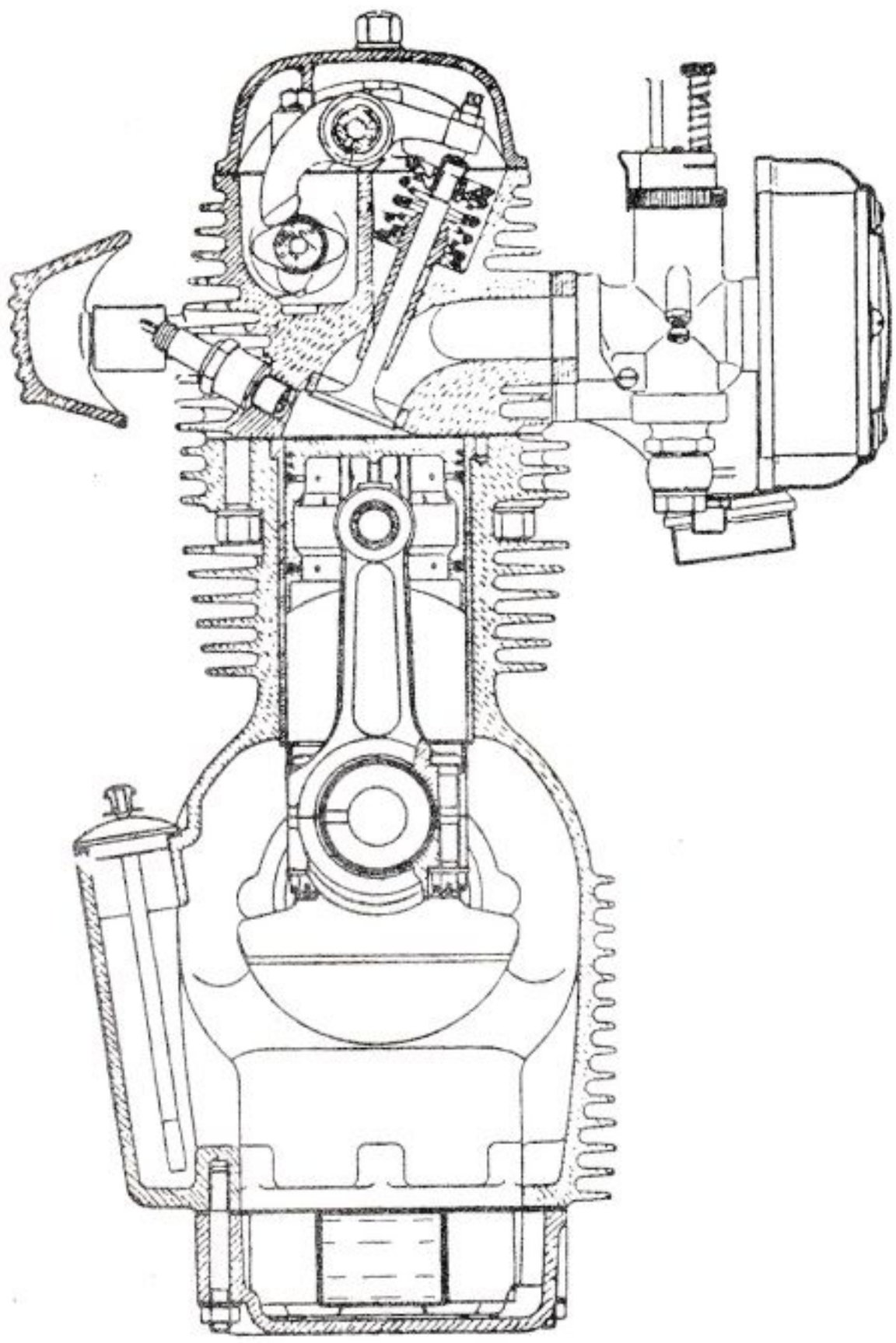


FIG. 366. — Motor para motocicleta (Sunbeam).

Bicilíndrico de 4 tiempos; diámetro, 69,85 mm; carrera, 63,5 mm; cilindrada, 487 cm³; potencia, 22 CV a 3.900 r.p.m.

Los motores de 2 tiempos son casi siempre del clásico tipo de tres lumbreras con barrido transversal, o pistón plano con barrido de corrientes encontradas, o bien de retorno «sistema Schnürle»; en algunos motores está adoptada la válvula de aspiración rotativa; en los de cilindro subdividido se realiza, por el contrario, el barrido uniflujo. En los motores de 4 tiempos la distribución es, por lo general, de válvulas en culata inclinada (cámara de combustión hemisférica), accionadas por medio de vástagos o balancines en la construcción normal, o bien por uno o dos ejes de camones en cabeza en las motocicletas de lujo o de competición.

Los cilindros están separados de la bancada y construidos en fundición gris; en algunos casos son de aleación ligera con camisa; las culatas son casi siempre de aleación ligera y en los de 4 tiempos tiene los asientos de las válvulas postizos.

El eje motor tiene contrapesos y es desmontable para permitir el montaje de la biela cuya cabeza es de una pieza: la cabeza de biela y los pernos de bancada están soportados por cojinetes de rodillos.

El encendido para los motores de pequeña cilindrada es normalmente de volante-generador-magneto, mientras que para las cilindradas mayores es de batería y Delco (alguna vez también de magneto).

En los de 2 tiempos la lubricación es en su mayoría de mezcla, raramente se obtiene con el sistema de aceite perdido; en los de 4 tiempos es casi siempre a presión con bomba de circulación, hecha excepción de algunos pequeños motores en los cuales es por sistema de salpicadura.

La refrigeración es siempre por aire a circulación natural o bien forzada con ventilador (*scooter*, motocarros).

La potencia específica, ya sea para los de 2 ó 4 tiempos, alcanza aproximadamente 35÷50 CV/litro. En los motores pluricilíndricos de 4 tiempos y alimentación natural para motocicletas de competición se alcanzan potencias de 120÷140 CV/litro (en un motor de 2 tiempos no sobrealimentado con objetivo record —Vespa 125 cm^3— se han alcanzado 144 CV/litro). La presión media efectiva a máxima potencia de los motores normales es de 4÷5 kg/cm^2 para los motores de 2 tiempos y de 7÷8,5 kg/cm^2 para los de 4 tiempos.

Es importante observar que las potencias máximas de los motores para motocicletas no son siempre comparables con las de motores para autovehículos; mientras que para los primeros la potencia máxima denunciada puede ser en general suministrada sólo en breves períodos de tiempo, para estos últimos debe poder ser mantenida por decenas de horas consecutivas.

Los consumos específicos son por lo general mayores que los de los motores de automóviles, especialmente si se trata de motores de 2 tiempos; a pesar de ello, en las pequeñas cilindradas los de 2 tiempos están muy difundidos porque, dada la pequeña potencia y el reducido peso de la motocicleta, los consumos totales permanecen todavía suficientemente bajos.

XXII. 2. Motores para automóviles

Los motores de los automóviles tienen que ser simples, ligeros, poco voluminosos y todo lo posible silenciosos y dulces de funcionamiento, seguros y de gran duración. Tienen que tener una gran regularidad de funcionamiento y de aceleración, un *mínimo* bajo y regular, y deben ponerse a régimen lo más rápidamente posible. Se puede decir que en su totalidad son de carburación con encendido por chispa y ciclo de cuatro tiempos [1]. Los motores de carburación son de hecho hoy en día la unidad motriz que por sus características técnicas y de moderado

[1] Los motores Diesel, en efecto, no obstante los sobresalientes progresos alcanzados (se ha llegado a potencias específicas de 25 CV/litro con regímenes de rotación de 3.500÷4.000 r. p. m.), se les considera todavía demasiado «rudos», tienen una relación peso-potencia demasiado elevada y sobre todo un excesivo coste para su aplicación en automóviles.

coste de fabricación mejor satisfacen las numerosas exigencias del más difundido medio de locomoción de nuestro tiempo.

En automovilismo se usan poco los motores de 2 tiempos a pesar de su ventaja de la gran simplicidad de construcción y elevadas potencias específicas. Ellos tienen una insuficiente regularidad de marcha y

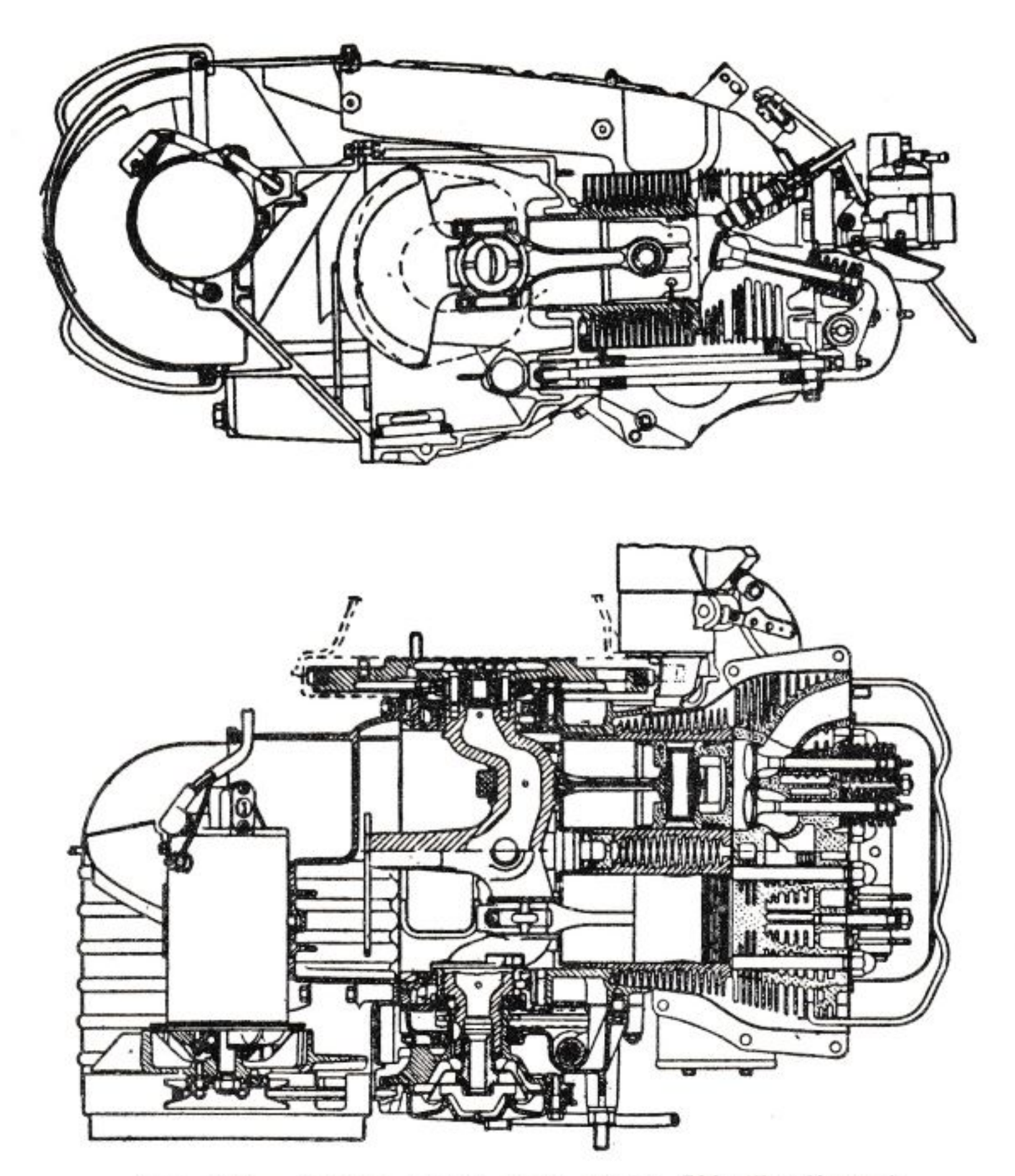


FIG. 367. — Motor FIAT para coche 500 (Jardinera).
Sección transversal y longitudinal por los cilindros y eje motor.

consumos excesivos como consecuencia del barrido hecho con la mezcla. Últimamente, con el fin de reducir el consumo, hubo algunas aplicaciones de la inyección directa de gasolina en el cilindro.

La cilindrada del motor se elige con relación a la categoría del coche sobre el cual va a ser empleado. Así, por ejemplo en Europa, para los coches utilitarios se adopta una cilindrada comprendida entre 350 y 1.500 cm³, mientras que para los coches más pesados las cilindradas alcanzan raramente 3.500 cm³. En América, por el contrario, la cilindrada es siempre prácticamente superior a estos valores.

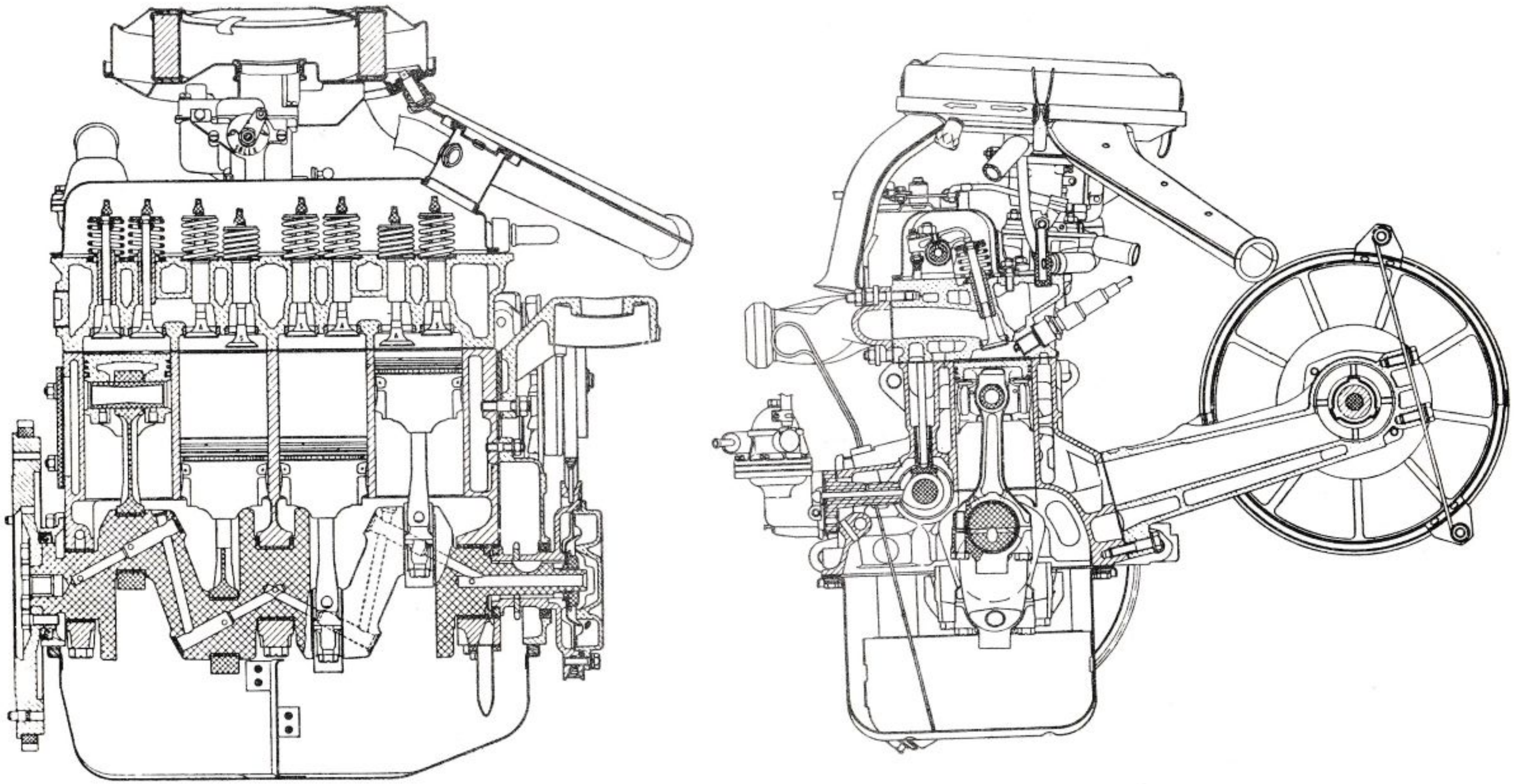
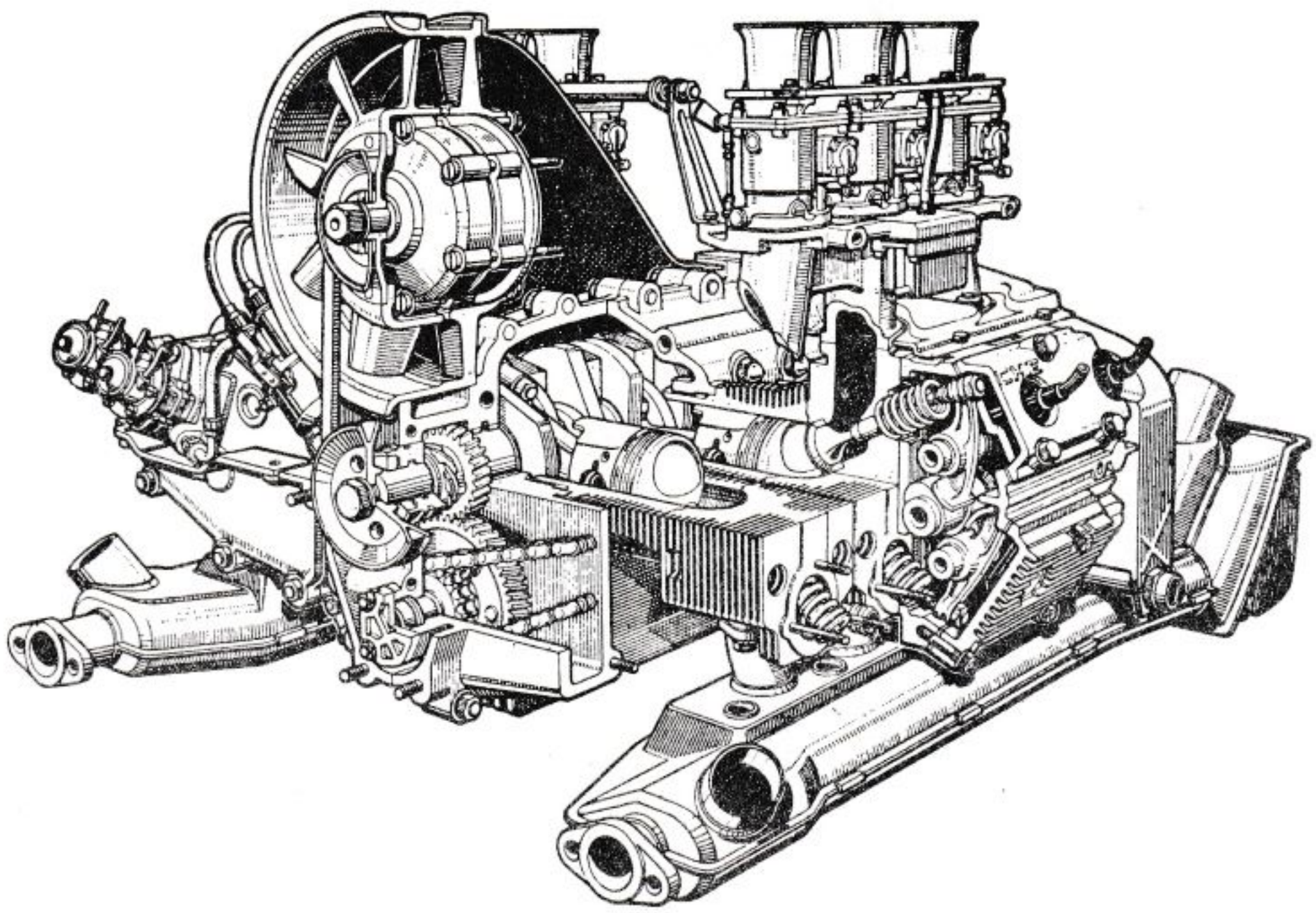


FIG. 368. — Sección longitudinal y transversal del motor FIAT 850.

4 cilindros en línea, diámetro 65 mm, carrera 63,5 mm; cilindrada total 843 cm³; relación de compresión 8,8:1; potencia máxima 37 CV (DIN) a 5.000 r.p.m.; par máximo 5,6 Kgm (DIN) a 3.400 r.p.m.; potencia específica 44 CV/litro (DIN).



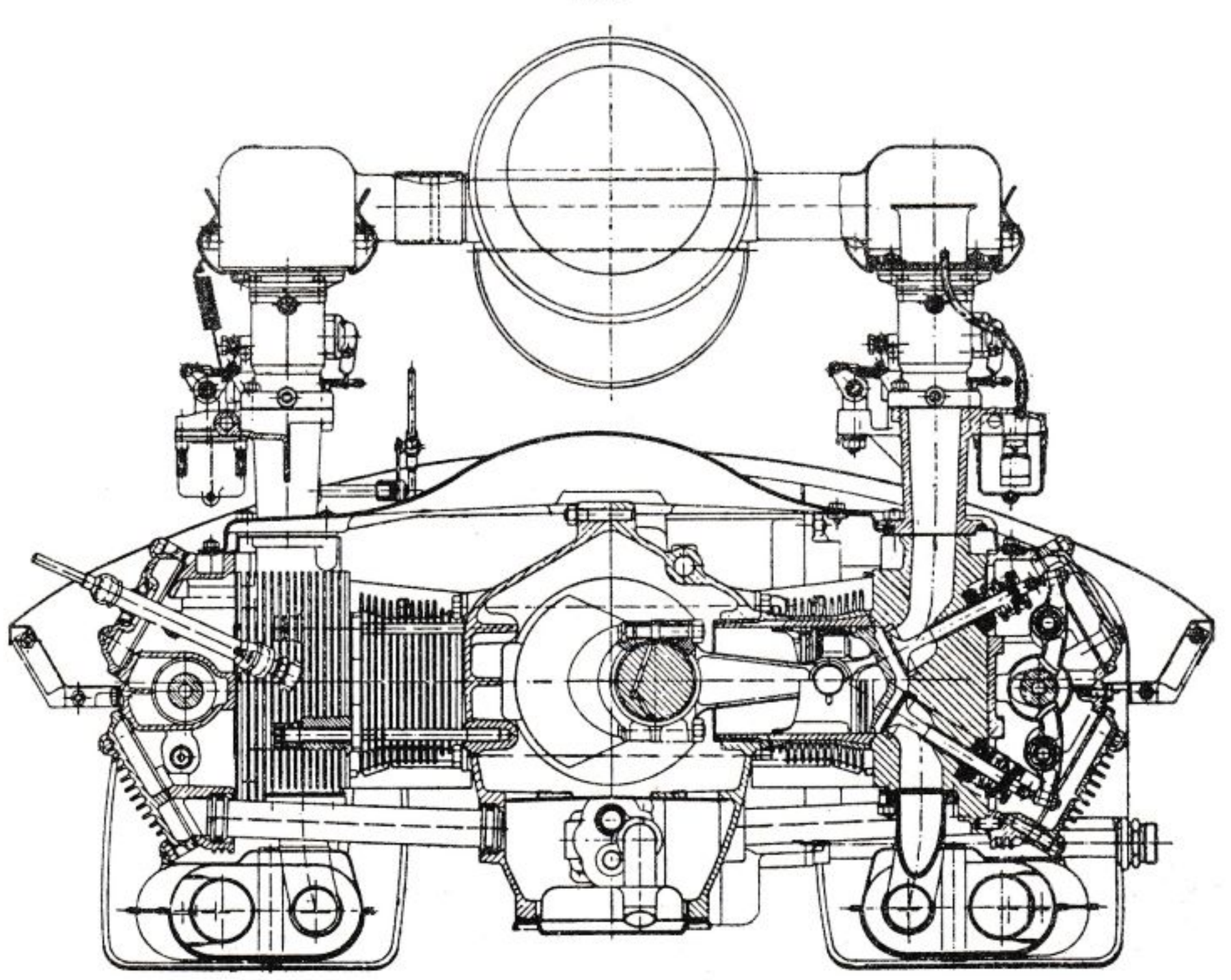


FIG. 369. — Sección transversal del cilindro y en perspectiva del motor Porsche 911.

6 cilindros horizontales y opuestos, diámetro 80 mm, carrera 66 mm; cilindrada total 1.991 cm³; relación de compresión 9:1; potencia máxima 130 CV (DIN) a 6.100 r.p.m.; par máximo 17,8 Kgm (DIN) a 4,200 r.p.m.; potencia específica 65,3 CV/litro (DIN).

Como consecuencia, la producción europea está orientada hacia motores con número de cilindros más bajo que los de los motores de producción americana. En Europa se obtiene un justo compromiso entre una buena regularidad de funcionamiento y la economía en la construcción y el servicio con motores de cuatro cilindros (ver figs. 367, 368,

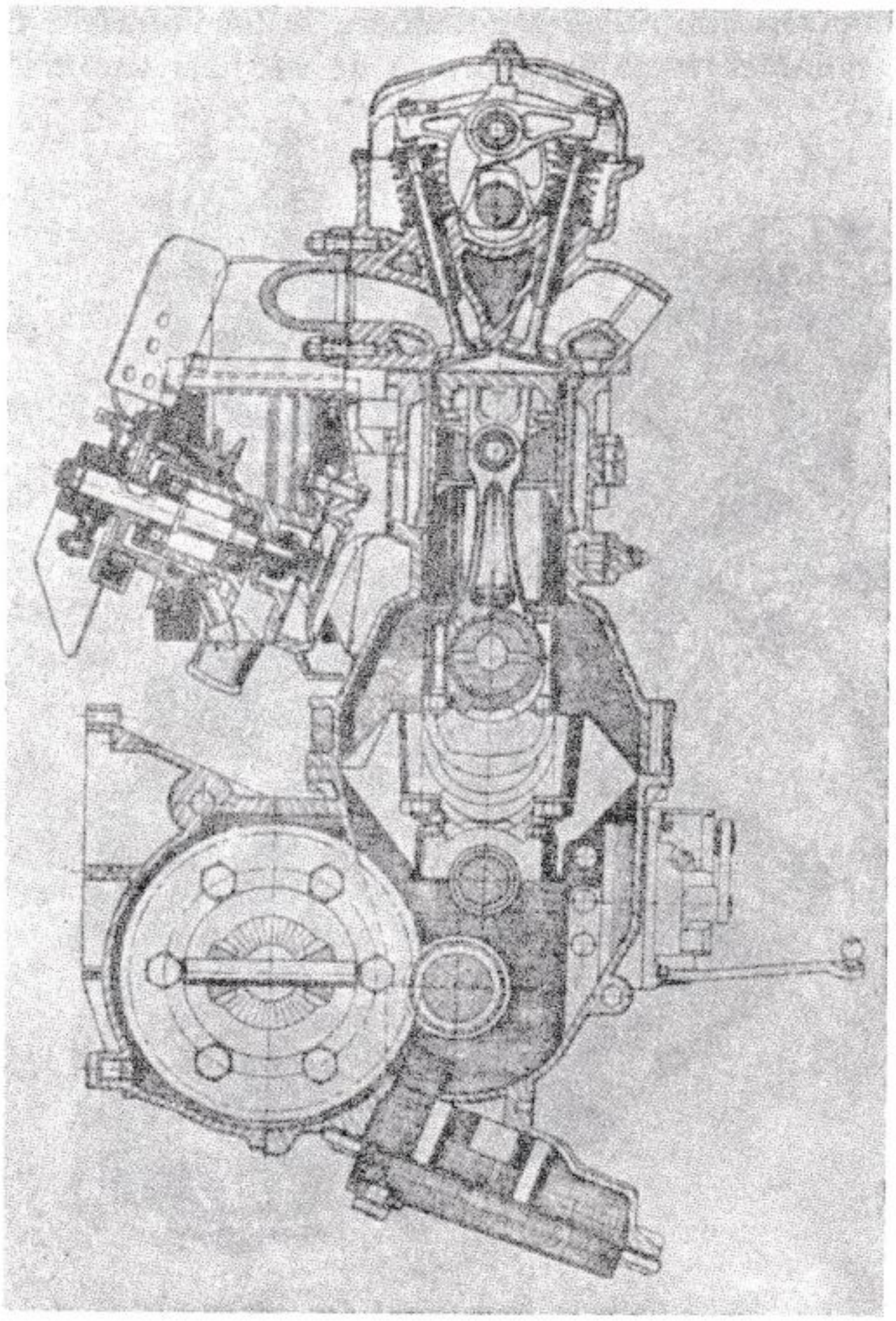


FIG. 370. — Sección transversal de un motor Peugeot 204.

4 cilindros en línea, diámetro 75 mm, carrera 64 mm; cilindrada total 1.130 cm³; relación de compresión 8,8:1; potencia máxima 53 CV (DIN) a 5.800 r.p.m.; par máximo 8,4 Kgm (DIN), a 3.000 r.p.m.; potencia específica 46,9 CV/litro (DIN).

370 y 371), o como máximo de seis cilindros (ver figs. 369, 372, 373 *a*, *b*), mientras que en América los motores de cuatro cilindros son raros y, por el contrario, muy numerosos los de ocho cilindros en V (ver figura 377), que representan por ahora la solución que ofrece el menor

volumen, a igualdad de potencia y la mayor calidad en límites de coste aceptables. Raramente se adopta un número de cilindros inferior a cuatro y solamente en coches utilitarios europeos.

El diámetro de los cilindros está comprendido generalmente entre 50 y 100 mm, mientras que la relación carrera/diámetro oscila entre 0,8 y 1,35.

La distribución por *válvulas en cabeza* se ha impuesto recientemente, por sus notables ventajas, sobre la de *válvulas laterales,* de la que

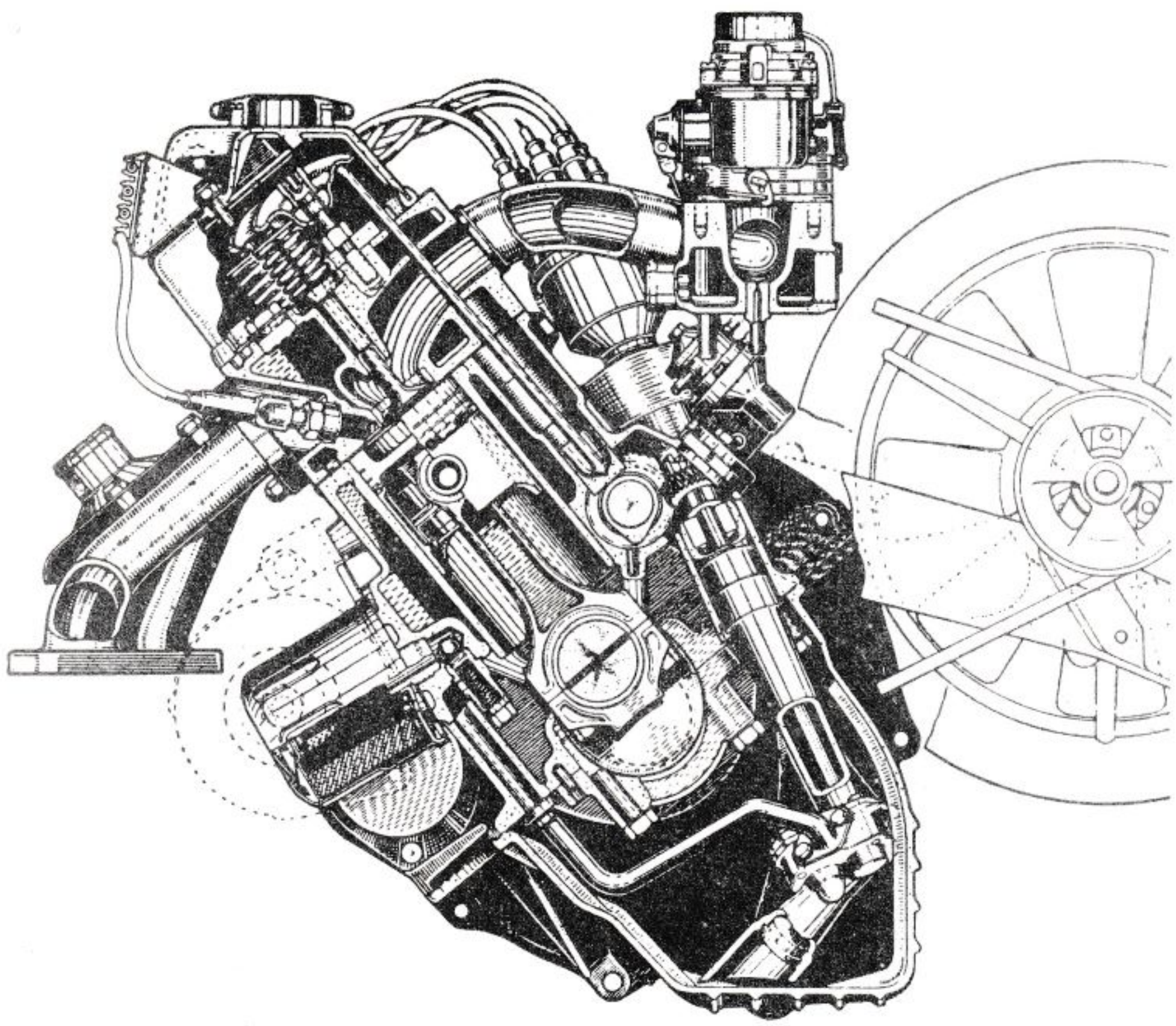


FIG. 371. — Sección transversal del motor AUDI 1,7.

4 cilindros en línea, inclinados, diámetro 80 mm, carrera 84,4 mm; cilindrada total 1.696 cm³; relación de compresión 11,2:1; potencia máxima 72 CV (DIN) a 5.000 r.p.m.; par máximo 13 Kgm (DIN) a 2.000-3.500 r.p.m.; potencia específica 42,4 CV/litro (DIN).

son bien conocidas la simplicidad de construcción y el poco ruido de funcionamiento.

Para los coches normales, las dimensiones de las válvulas y de los conductos, así como la regulación de la distribución, se establecen para obtener el máximo par de torsión a velocidad bastante baja, con toda la

ventaja de elasticidad del motor, por lo que a menudo la curva de la potencia a plena abertura alcanza su máximo valor antes de llegar al máximo número de revoluciones previsto para el empleo.

El accionamiento de las válvulas se efectúa generalmente por medio de vástagos y balancines: exceptuando los motores para coches deportivos y de competición en los cuales el accionamiento se obtiene directamente mediante uno o dos ejes de camones en la culata.

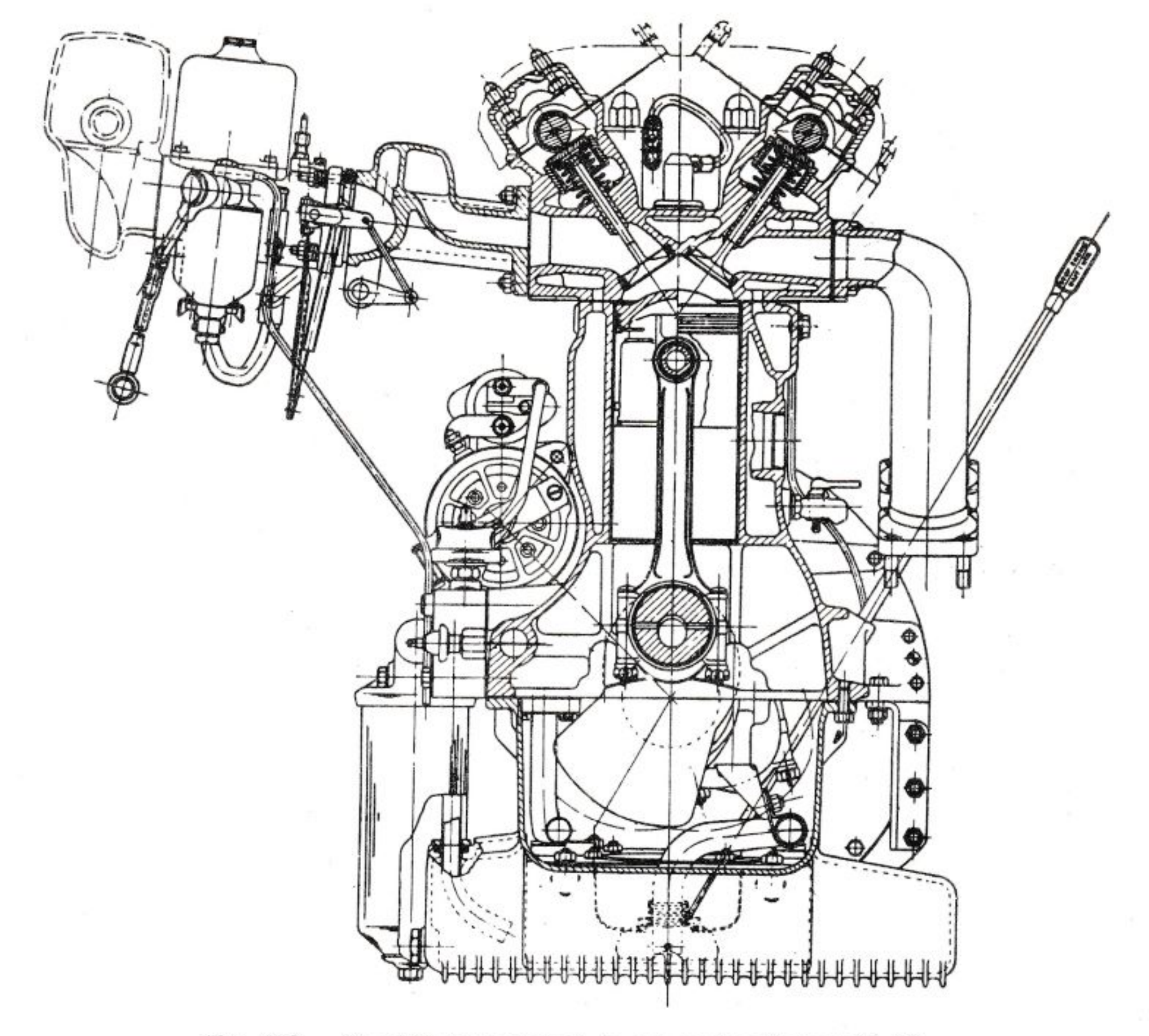


FIG. 372. — Sección transversal de un motor Jaguar E 4,2.

6 cilindros en línea, diámetro 92,07 mm, carrera 106 mm; cilindrada total 4.235 cm³; relación de compresión 9:1; potencia máxima 265 CV (SAE) a 5.400 r.p.m.; par máximo 39,2 Kgm (SAE) a 4.000 r.p.m.; potencia específica 62,5 CV/litro (SAE).

El encendido es mediante batería y Delco en los motores de serie mientras que en los de competición se adopta también el encendido por magneto.

El bloque de cilindros, o la basada del motor, es en la mayoría de los casos de fundición y algunas veces con camisas húmedas o secas; se

dan también algunos casos de bloques en aleaciones ligeras con camisas. La culata de los cilindros es, por el contrario, casi siempre de aleación ligera, que a la ventaja de un menor peso une también la de una mejor refrigeración de la cámara de combustión, de la guía de las válvulas y de los asientos de las mismas, los cuales, por razones obvias, son siempre postizos.

El eje motor, aunque de por sí esté ya equilibrado estáticamente, casi siempre está provisto de contrapesos parcial o totalmente sobre

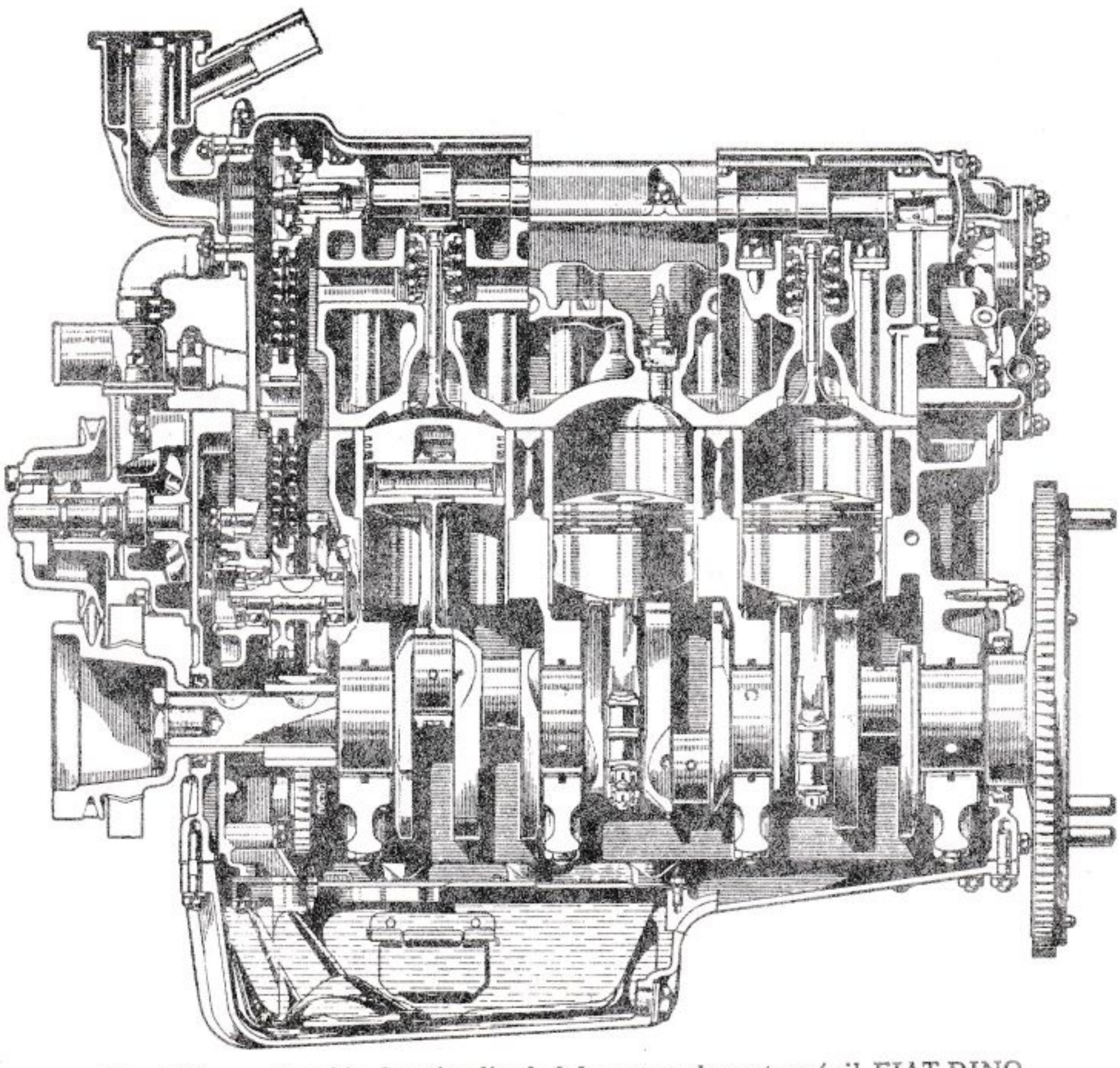


FIG. 373-*a*. — Sección longitudinal del motor de automóvil FIAT-DINO.

cada cigüeñal para reducir las cargas sobre los cojinetes de bancada.

Los cojinetes de bancada y de bielas son del tipo de casquillos delgados revestidos de metal antifricción.

La lubricación es forzada con bomba de circulación; en los motores avanzados el aceite es a menudo refrigerado. La refrigeración es normalmente hecha con agua mediante una bomba y más raramente por termosifón; en algunos casos, para coches utilitarios, la refrigeración es de aire con circulación forzada.

Como los motores de automóvil deben de ser lo más silenciosos posible se pone especial cuidado en el sistema de accionamiento de la distribución, el silencioso de escape y el de aspiración. En estos últimos años se han estudiado y adoptado perfiles de camones tales que reducen notablemente los movimientos vibratorios y, por tanto, el ruido y las

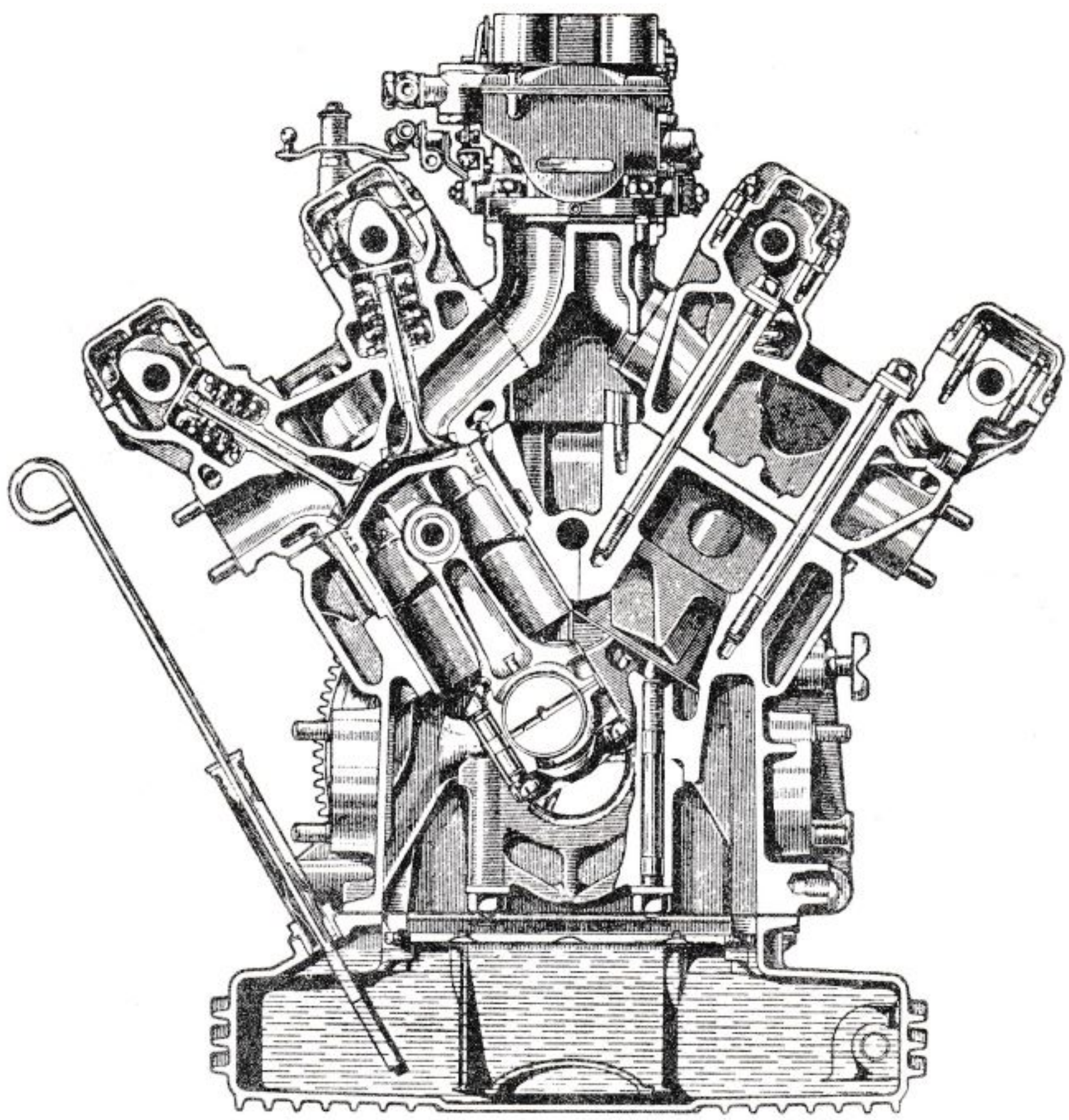


FIG. 373-*b*. — Sección transversal del motor de automóvil FIAT-DINO.

6 cilindros en V a 65°, diámetro 86 mm, carrera 57 mm; cilindrada total 1.987 cm³; relación de compresión 9:1; potencia máxima 163,6 CV (DIN) a 7.200 r.p.m.; par máximo 17,85 Kgm (DIN) a 5.800 r.p.m.; potencia específica 80,5 CV/litro (DIN).

solicitaciones de todo el sistema de la distribución, desde el camón hasta la válvula; para los motores de automóviles de categoría se adoptan también taqués hidráulicos que eliminan automáticamente el huelgo en los órganos de la distribución y, por tanto, el ruido.

En los motores de los coches normales la potencia específica está comprendida entre 20 y 50 CV/litro con regímenes máximos de rotación entre 3.000 y 5.500 r.p.m.; la velocidad media del pistón está compren-

dida entre 10 y 13 m/s; la presión media efectiva máxima entre 7 y 9 kg/cm² y los consumos específicos con el par máximo varían de 210 a 270 g/CV h.

En los motores para coches deportivos y de competición con alimentación natural se han alcanzado potencias específicas superiores a 110

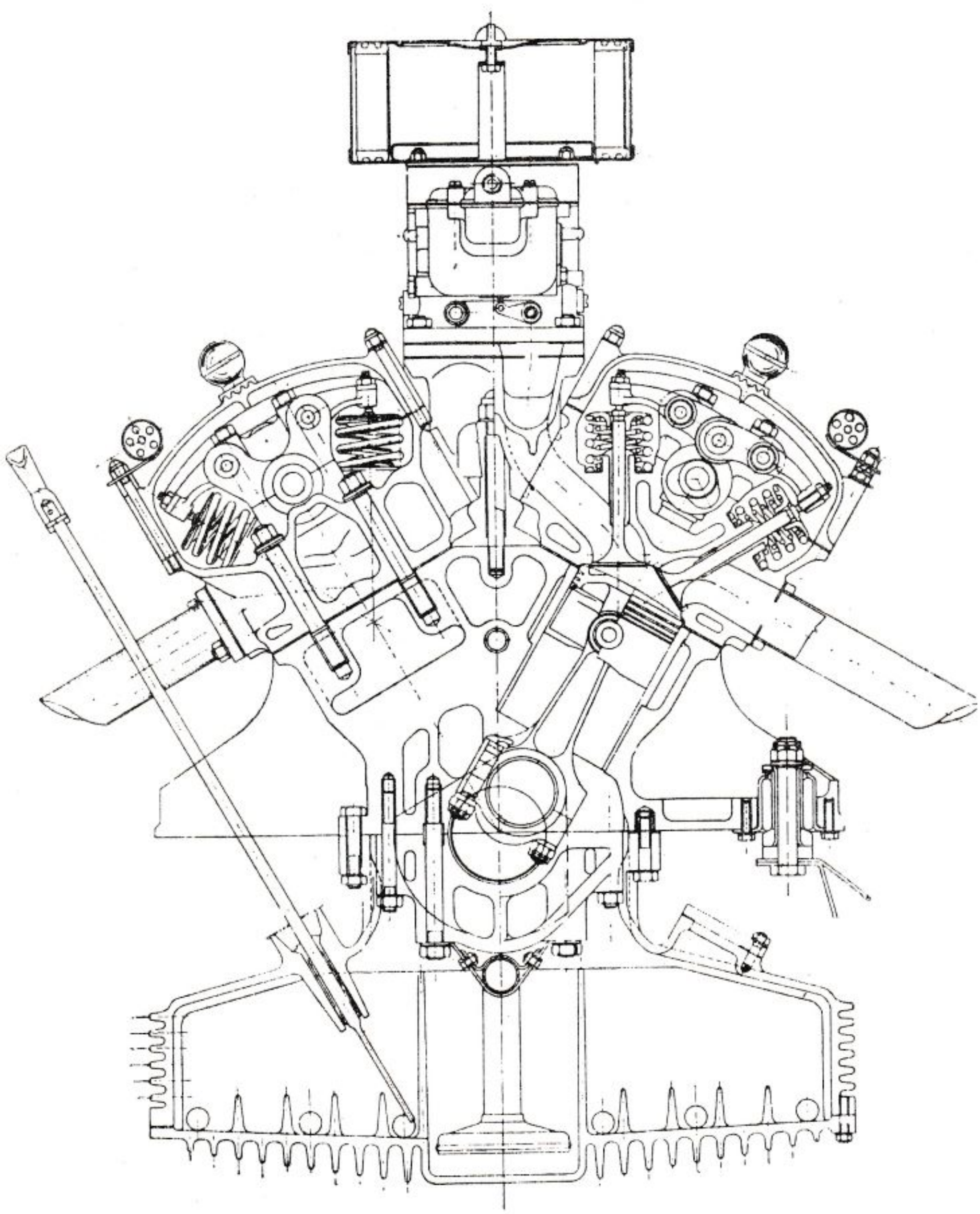


FIG. 374. — Sección transversal de un motor Ferrari para automóvil.

12 cilindros en V a 60°, diámetro 81 mm, carrera 71 mm; cilindrada total 4.390 cm³; relación de compresión 8,8:1; potencia máxima 320 CV (DIN) a 6.600 r.p.m.; par máximo 37 Kgm (DIN) a 5.000 r.p.m.; potencia específica 72,8 CV/litro (DIN).

CV/litro, con regímenes de rotación alguna vez superiores a 8.000 r.p.m. (algunos motores sobrealimentados de competición han desarrollado po-

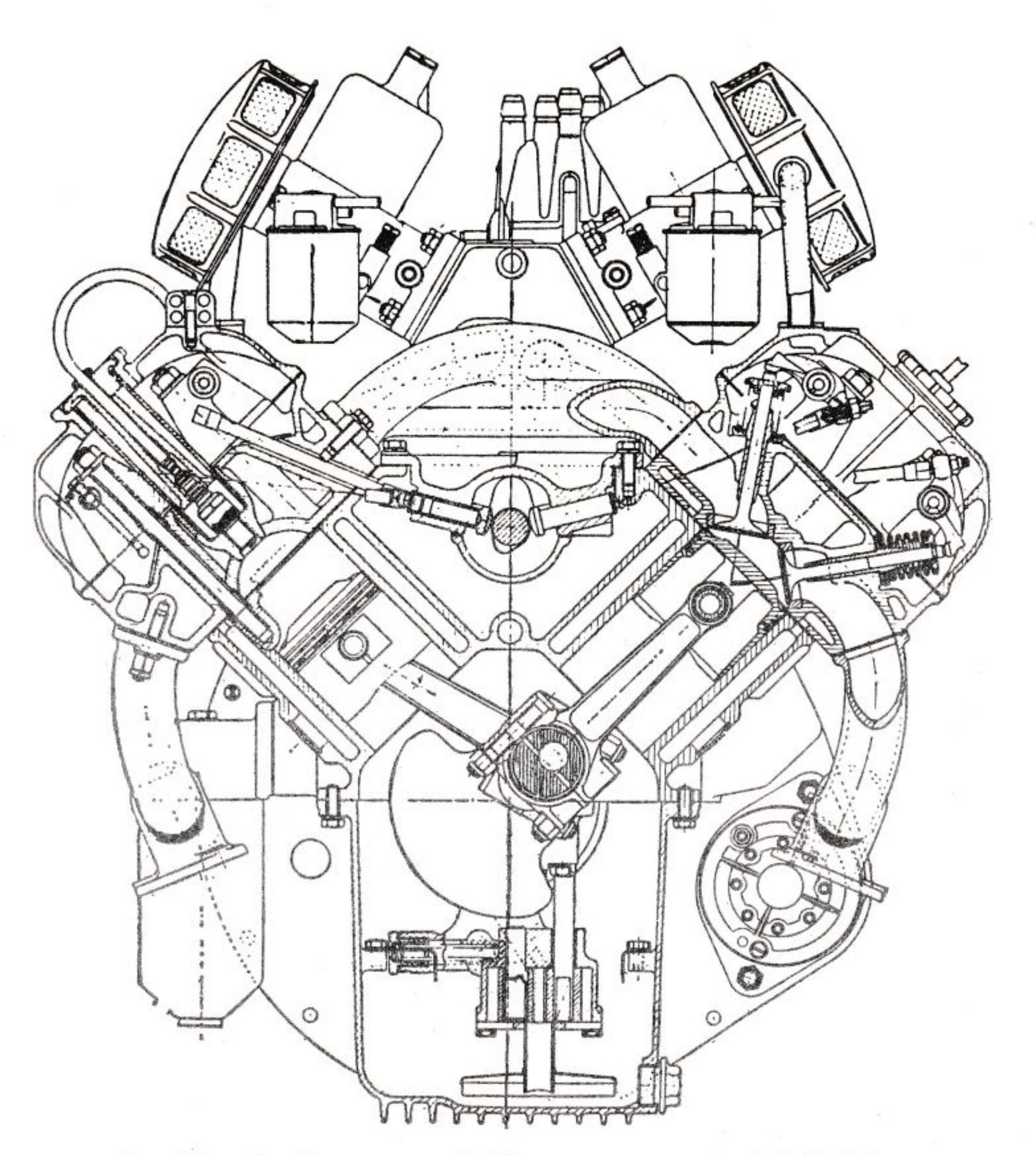


FIG. 375. — Sección transversal del motor para automóvil Daimler.

8 cilindros en V a 90°, diámetro 76,2 mm, carrera 69,8 mm; cilindrada total 2.548 cm³; relación de compresión 8,2:1; potencia máxima 140 CV (SAE) a 5.800 r.p.m.; par máximo 21,4 Kgm (SAE) a 3.600 r.p.m.; potencia específica 54,9 CV/litro (SAE).

tencias próximas a 300 CV/litro con regímenes de rotación comprendidos entre 9.000 y 12.000 r.p.m.).

La relación peso/potencia, en la construcción en serie, oscila entre 2 y 4 kg/CV para motores normales con todos sus accesorios.

XXII. 3. Motores de aviación alternativos

El reciente y gran desarrollo de la turbina de gas, como medio de propulsión de los modernos aviones, ha permitido lograr resultados que no es posible alcanzar con los motores alternativos, y ha demostrado la

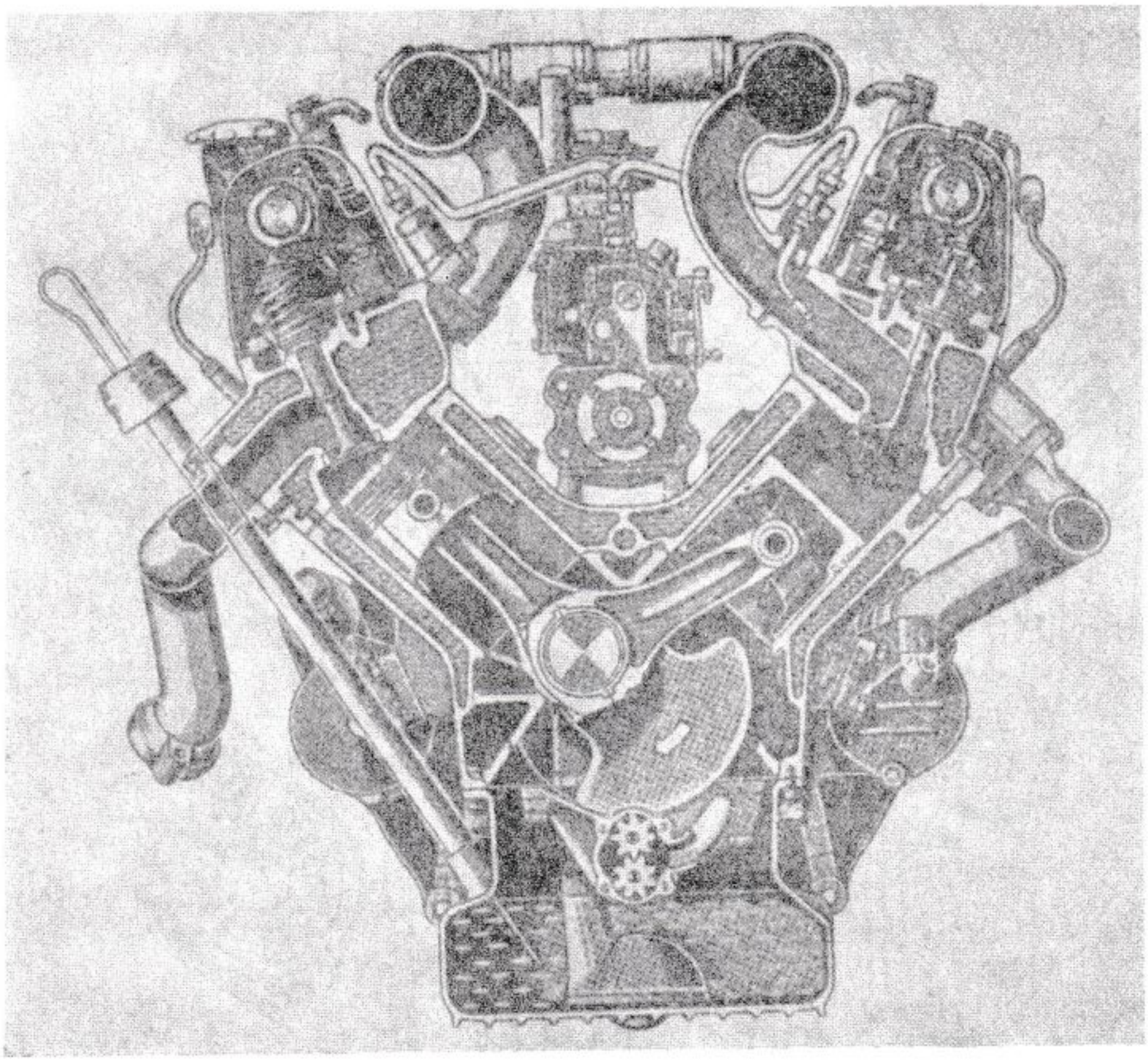


FIG. 376. — Sección transversal de un motor Mercedes-600.

8 cilindros en V a 90°, diámetro 103 mm, carrera 95 mm; cilindrada total 6.329 cm³; relación de compresión 9:1; potencia máxima 250 CV (DIN) a 4.000 r.p.m.; par máximo 51 Kgm (DIN) a 2.800 r.p.m.; potencia específica 39,5 CV/litro (DIN).

conveniencia de sustituir también estos últimos por la turbina en muchas aplicaciones que requieren la más alta potencia, donde el motor alternativo se había impuesto por falta de competidores. Para un próximo futuro, las previsiones concuerdan en reservar al motor alternativo el campo de las potencias bajas (aparatos de turismo y en aquellos casos en que haya de tenerse un consumo bajo), dejando a la turbina de gas, por sus dotes de mayor potencia en valor absoluto y en rela-

ción al peso y al volumen, el campo de las potencias superiores: *turbohélices* para los aparatos con velocidad inferior a los 800 km/h (para velocidades inferiores a la del sonido el rendimiento propulsivo de la turbohélice es superior al de los turborreactores); *turborreactores* para las velocidades superiores (a las cuales el rendimiento de la hélice cae notablemente).

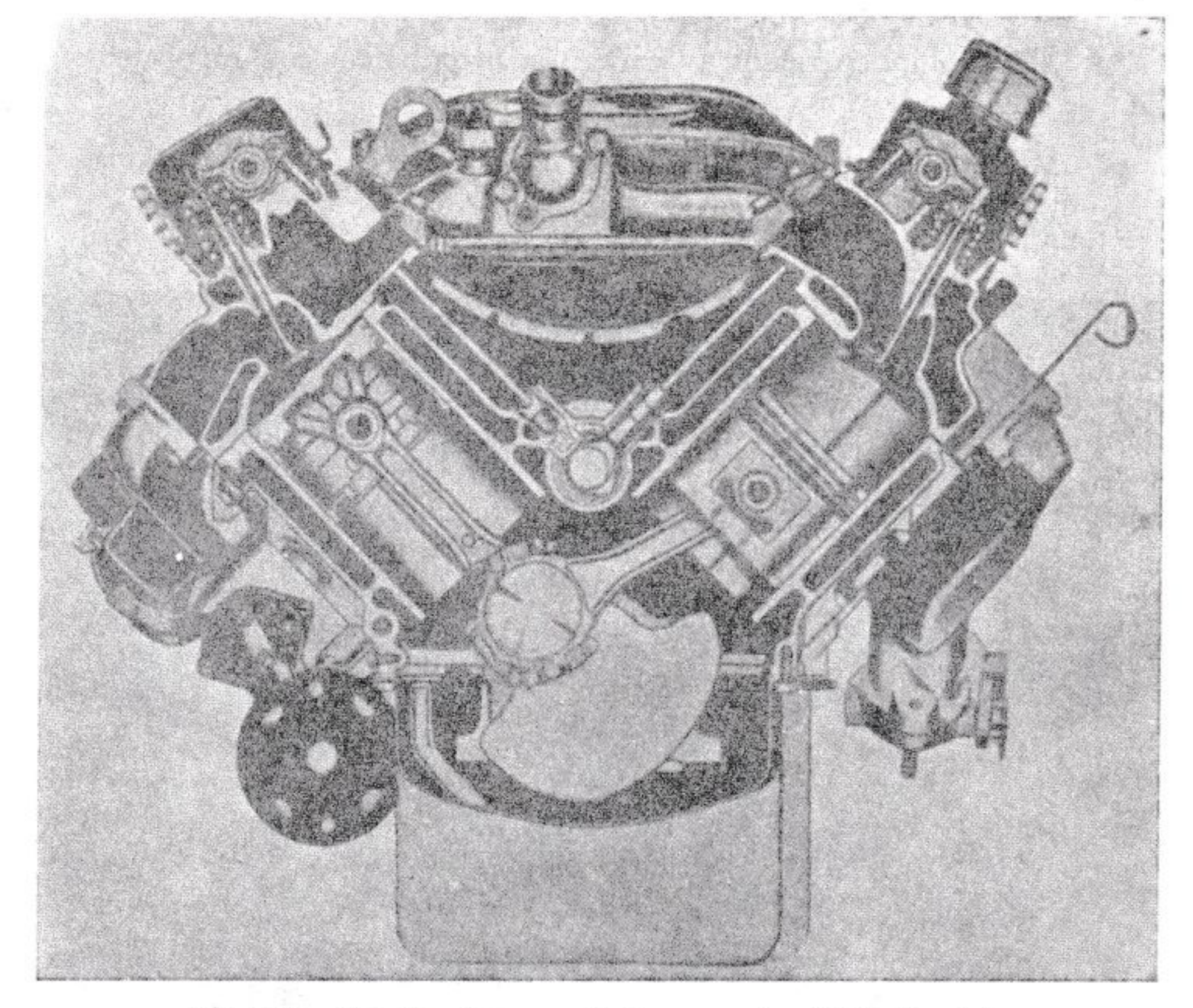


FIG. 377. — Sección transversal de un motor Buick-Special.

8 cilindros en V a 90º, diámetro 95,2 mm, carrera 86,3 mm; cilindrada total 4.916 cm³; relación de compresión 9:1; potencia máxima 213 CV (SAE) a 4.600 r.p.m.; par máximo 42,8 Kgm (SAE) a 2.400 r.p.m.; potencia específica 43,3 CV/litro (SAE).

Los modernos motores de aviación alternativos son generalmente de 4 tiempos y encendido por chispa con alimentación de carburación, para pequeñas potencias, y de *inyección continua* (carburador de inyección) o de *inyección por tiempos* para potencias mayores; sólo en muy raros casos se adopta el ciclo Diesel de dos tiempos sobrealimentado. Existen además algunos tipos de motores «*Compound*» que son la combinación de un motor alternativo y de una turbina.

Los principales requisitos requeridos a un motor de aviación son los siguientes:

1.º Ligereza.

2.º Elevada potencia motriz.

3.º Bajo valor de la relación peso/potencia.

4.º Mínimo consumo.

5.º Máxima independencia posible de la potencia con respecto a la cota de vuelo.

6.º Mínimo espacio frontal.

7.º Seguridad de funcionamiento.

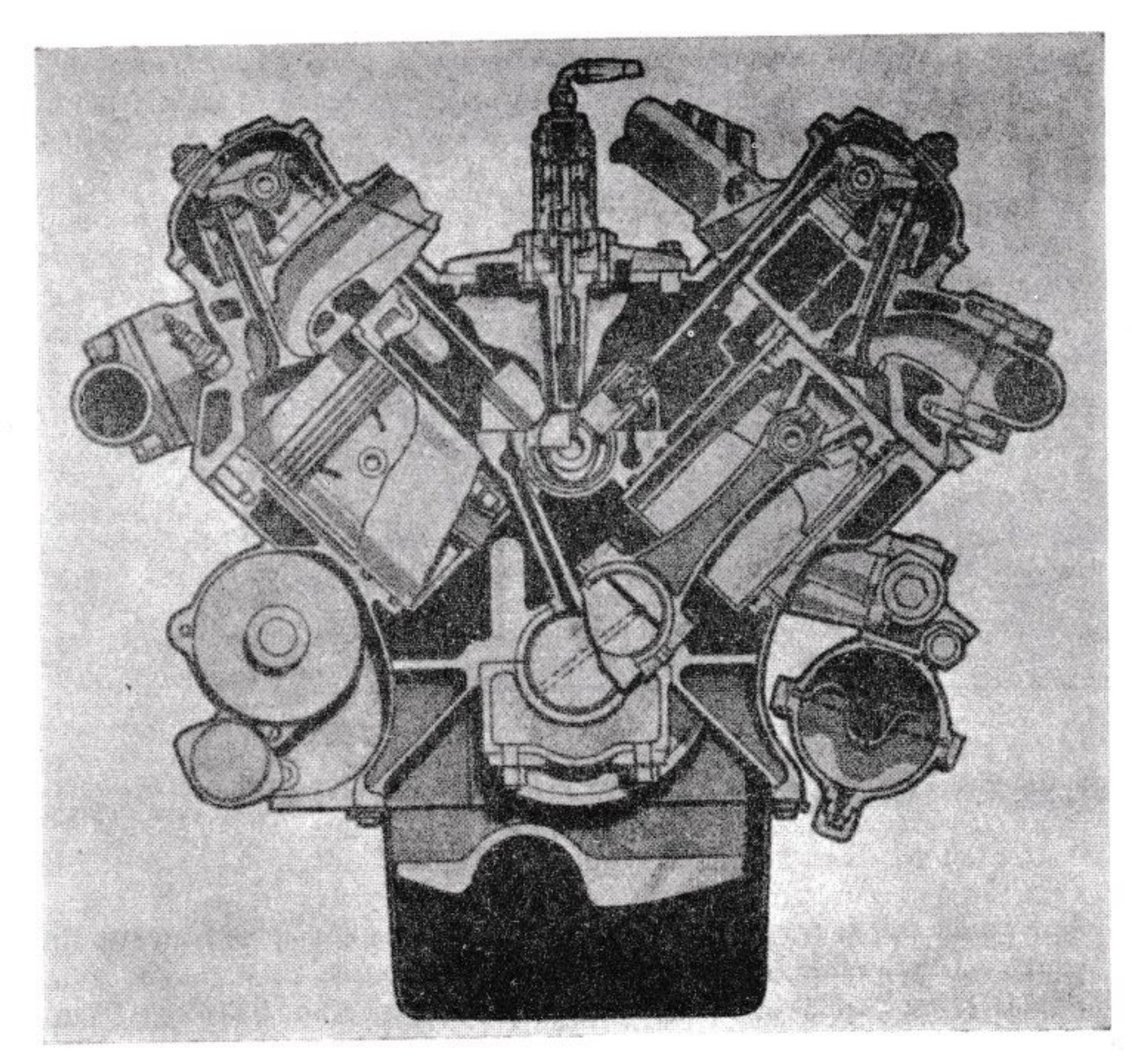


FIG. 378.—Sección transversal de un motor Rolls-Royce para automóvil Silver Shadow.

8 cilindros en V a 90º, diámetro 104,14 mm, carrera 91,5 mm; cilindrada total 6.230 cm³; relación de compresión 9:1.

Estas características se alcanzan a través de una gran afinación en el proyecto y en la construcción, una cuidadosa puesta a punto y el empleo de muy buenos materiales de altísima resistencia.

1.º La *ligereza* se obtiene dando a cada pieza la forma más racional para lograr, con el mínimo empleo de material, la máxima resistencia a las solicitaciones y empleando en larga escala materiales de bajo peso específico.

La estructura general del motor tiene también mucha importancia: pasando de un motor de cilindros en línea a uno con los cilindros dispuestos en V o en estrella, el ahorro del peso debido a la bancada y eje motor es notable: referido a la unidad de cilindrada el peso de la bancada puede reducirse, respectivamente, de 6 a 4 y de 6 a 1,5 kg/litro.

2.º La *elevada potencia* (que ha llegado hasta 3.500 CV por motor) es consecuencia de la demanda cada vez mayor para las aeronaves; ella depende de la *presión media efectiva,* del *número de revoluciones* y de la *cilindrada.*

La presión media efectiva ha sido llevada al valor máximo que consiente la calidad de los carburantes de que se dispone, y la resistencia de los órganos del motor compatible con la exigencia de duración y ligereza. Con el aumento del N.O. (hasta 100 o más) se ha podido obtener un aumento de potencia aproximadamente del 20 %, elevando la presión de alimentación hasta 2 kg/cm² para las aplicaciones normales y hasta 3,5 kg/cm² para aparatos de guerra.

Hay que tener presente que, en los motores normales, los diámetros de cilindros relativamente grandes (125÷180) no permiten valores demasiado altos de la presión máxima, porque el esfuerzo térmico y mecánico que resultarían contribuirían al aumento del peso del motor para asegurar la resistencia y la duración (éste es precisamente uno de los motivos por los cuales los motores de encendido por compresión tienen pocas aplicaciones aeronáuticas). Con el auxilio de la alimentación forzada se obtienen presiones medias efectivas del orden de 12÷14 kg/cm² (contra 7÷10 en los motores de automóvil) y excepcionalmente también de 17 (motores Fiat EB6 Coppa Scheneider) y de 19 (motor Rolls Royce Coppa Schneider); pero éstos son límites que actualmente se superan con extremada dificultad.

El número de revoluciones se mantiene casi siempre por debajo del correspondiente a los motores para autovehículos (2.800÷3.200 para los motores más veloces, contra 4.400÷5.500) porque las cilindradas son grandes y también para no tener que aplicar reductores demasiado voluminosos y pesados entre el eje motor y el eje de la hélice. Además la velocidad media del pistón ha sido llevada, especialmente en los últimos tiempos, a valores que no hace mucho eran considerados casi inalcanzables. Son varios los motores en los cuales la velocidad media del pistón supera los 15 m/s.

Por ello, en los motores de aviación, a pesar de su p.m.e. muy alta,

la *potencia específica* se mantiene, a causa del bajo número de revoluciones, sobre los valores normales para motores de automóvil: 30÷50 CV/l, con puntas excepcionales de 75÷80 CV/l.

3.° La *relación peso-potencia* es muy baja: por razón de las grandes potencias requeridas, la orientación constructiva tiende a reducir continuamente esta relación. Los valores actuales están comprendidos entre 0,7 y 0,45 kg/CV; en casos excepcionales se han alcanzado valores todavía menores (0,3 kg/CV para el motor Fiat EB6).

4.° *Bajo consumo* significa posibilidad de grandes autonomías para el aparato: ésta es una cualidad esencial tanto para el empleo civil como para utilización bélica. Recurriendo a todas las medidas de que se dispone para mejorar el rendimiento global de los motores, se alcanzan consumos específicos medios de 200÷210 g/CV h a regímenes de crucero.

Al régimen de plena potencia el consumo aumenta naturalmente: de una manera ligera para los motores refrigerados con líquido (200÷250 g/CV h) y en mayor medida para los refrigerados por aire (260÷275).

Hay que tener presente que en estos últimos el menor grado de refrigeración obliga a usar mezclas combustibles más ricas que cooperan a refrigerar los órganos más solicitados (válvulas, bujías y pistones).

5.° Para obtener la *máxima independencia* posible de la potencia con respecto a la cota de utilización, los motores están provistos de compresor centrífugo. Antiguamente se trataba sólo de compensar la disminución de densidad del aire al aumentar la cota, mientras que en los motores más recientes se obtiene también una cierta sobrealimentación en tierra.

El compresor está dimensionado en forma de suministrar, a la cota de utilización normal, 3.000÷9.000 metros, una determinada presión de alimentación. Un oportuno dispositivo *limitador* (de cápsula barométrica y servomando que actúa sobre las mariposas del carburador o sobre la bomba de inyección) al disminuir la cota de vuelo (por crecer la densidad del aire, aumentaría la presión de sobrealimentación y por ello la potencia del motor) e independientemente de la voluntad del piloto, mantiene la presión de alimentación y, por tanto, la potencia del motor, constantemente igual a la establecida como máxima normal para la cual han sido dimensionados los órganos del motor. La velocidad de rotación del compresor está normalmente comprendida entre 7 y 12 veces la del eje motor, y la toma del movimiento se obtiene con una serie de engranajes cilíndricos que proporciona la relación de multiplicación necesaria.

Cuando el compresor está dimensionado para una cota de vuelo muy elevada, para mejorar el bajo rendimiento que se tiene al funcionar a baja cota con sólo el limitador, normalmente se adopta un cambio de velocidad para el accionamiento del compresor (cambio en general a dos velocidades, a menudo acoplado con un convertidor hidráulico de copa —ver motores Daimler-Benz—): hay así tantas cotas de utilización normal cuantas son las marchas del cambio.

Para alcanzar las cotas de utilización más elevadas se adoptan, por el contrario, compresores de varios rotores dispuestos en serie (fig. 379). La

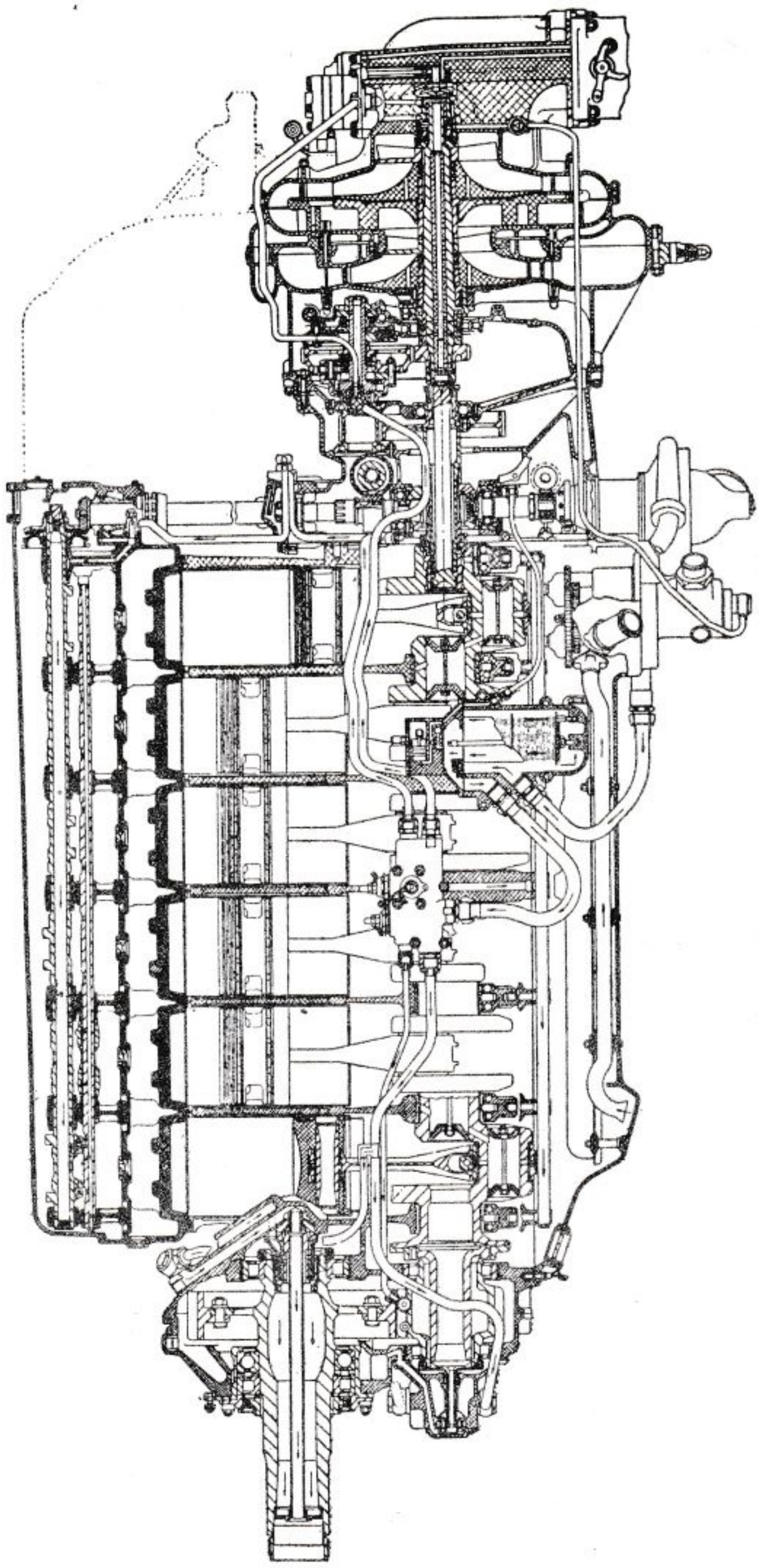


FIG. 379. — Motor de aviación para aparatos de línea y militares (Rolls-Royce Merlin).

Doce cilindros en V de 60°; 4 tiempos; diámetro, 137,2 mm; cilindrada, 2.700 cm³; potencia, 1.725 CV a 3.000 r.p.m.

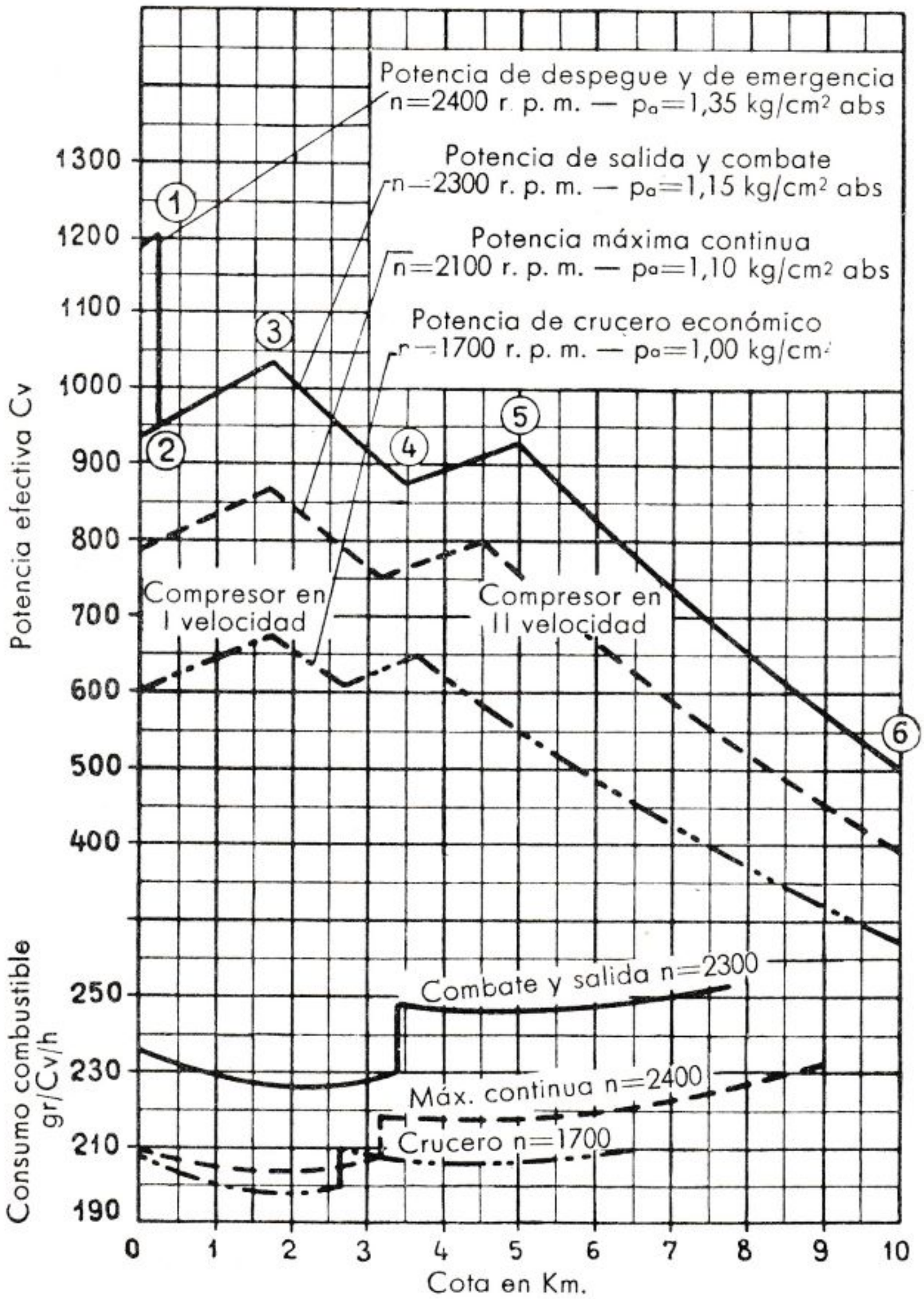


FIG. 380. — Curvas de potencia y de consumo de un motor de aviación.

Caso Rolls-Royce, por ejemplo, aplica un compresor de dos rotores con un radiador intermedio que sirve para mantener la temperatura de la mezcla en un valor suficientemente bajo. Otras Casas han adoptado un compresor suplementario accionado por una turbina de gases de escape: la mezcla (o el aire, si el motor es de inyección) pasa de este compresor a un radiador para entrar después en el compresor arrastrado mecánicamente por el motor. Las cotas de utilización normales que se pueden alcanzar con estos medios son superiores a los 10.000 metros.

Al objeto de garantizar una adecuada duración del motor se fijan los valores de la potencia para las diversas condiciones de empleo: así, por

ejemplo, para los motores de aparatos de guerra se determinan cuatro condiciones de funcionamiento variando el número de revoluciones del motor y consiguientemente la presión de alimentación:

I. Potencia de despegue y de emergencia: número de revoluciones y presiones excepcionales (duración 1 minuto).

II. Potencia de salida y combate: número de revoluciones y presiones máximas (duración 30 minutos).

III. Potencia máxima continuada: número de revoluciones y presiones normales.

IV. Potencia de crucero económica: número de revoluciones y presiones reducidas.

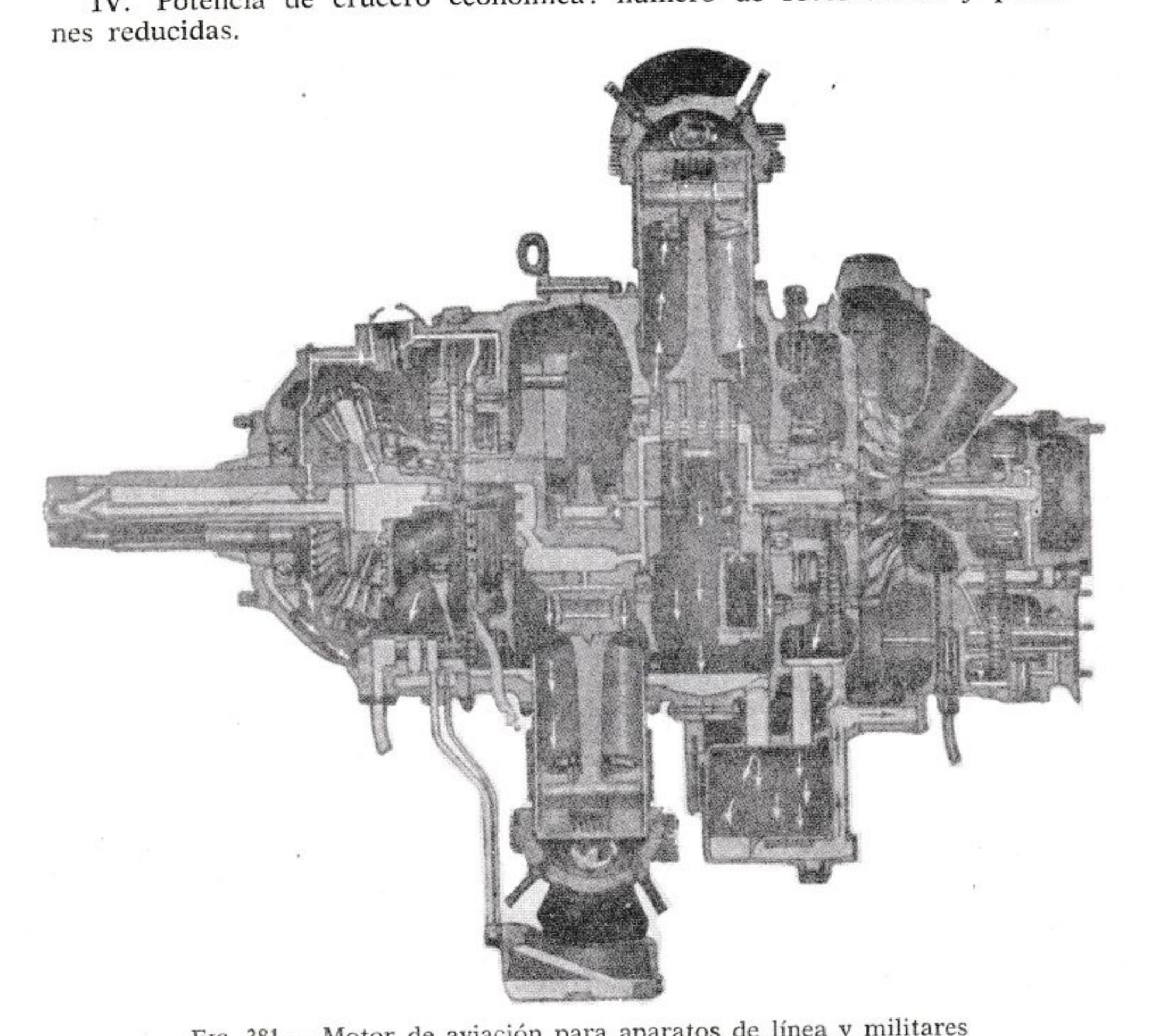


FIG. 381. — Motor de aviación para aparatos de línea y militares (Pratt Whitney R. 1830-92).

Catorce cilindros en doble estrella; 4 tiempos; diámetro, 139,7 mm; carrera, 139,7 mm; cilindrada, 3.000 cm³; potencia, 1.065 CV a 2.550 r.p.m.

En la figura 380 están trazadas las curvas de potencia y los consumos relativos al variar la cota de un motor provisto de cambio automático de velocidad a dos saltos y de limitador de la presión de alimentación.

Observando, por ejemplo, la curva de la potencia de salida y combate notamos cómo de la cota 0 a la cota 3,5 kms el compresor está en I velocidad, de la cota 3,5 kms a la cota 10 kms el compresor está en la II velocidad.

Los puntos 3 y 5 representan los valores de la potencia a la cota nominal con el compresor respectivamente en I y II velocidades. A cotas mayores de las nominales la curva de potencia tiene la marcha decreciente 3-4 y 5-6; a las cotas menores también decrece, pero menos rápidamente 3-2 y 5-4.

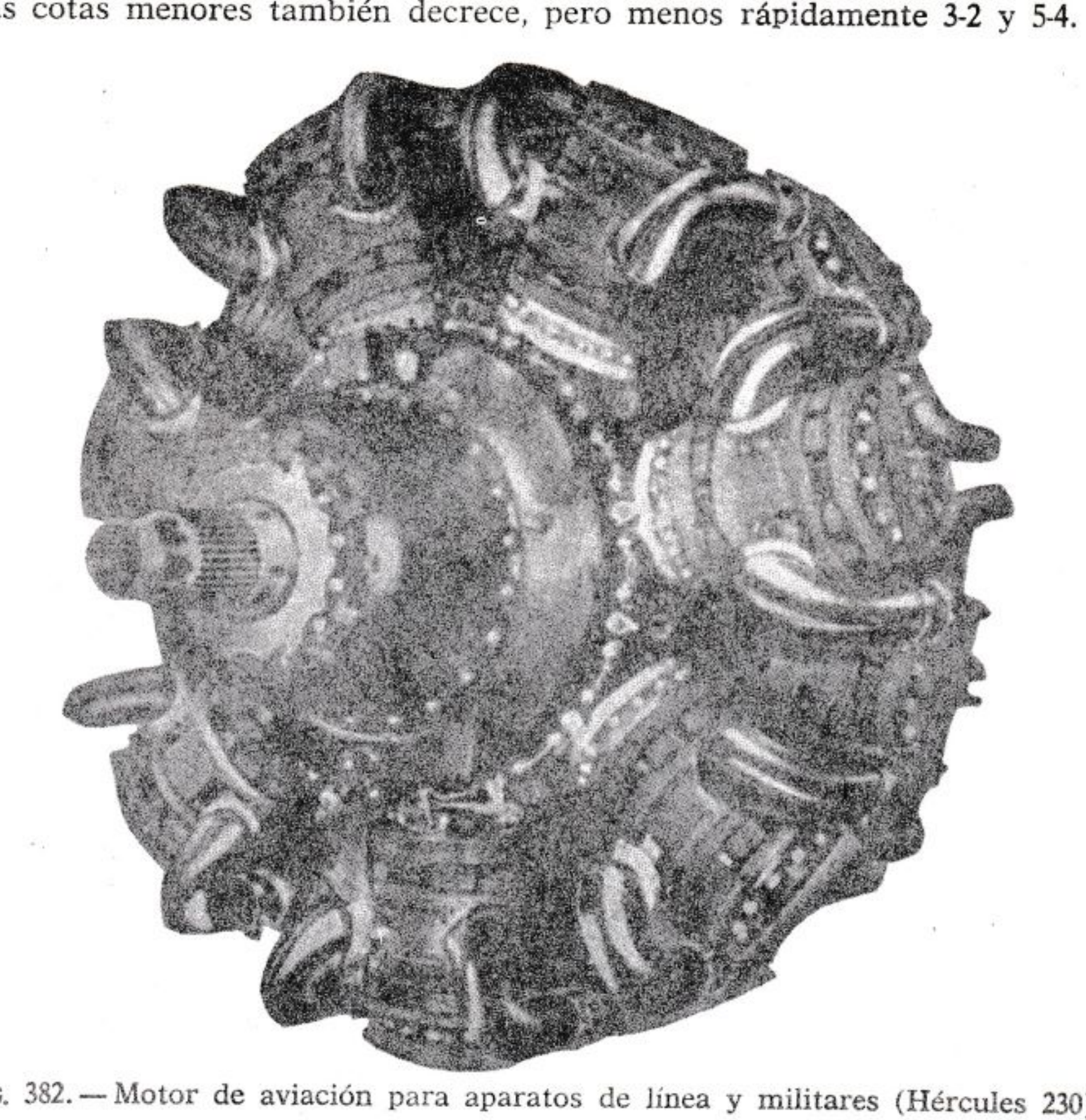


FIG. 382. — Motor de aviación para aparatos de línea y militares (Hércules 230).
Catorce cilindros en doble estrella; 4 tiempos; diámetro, 146 mm; carrera, 165 mm; cilindrada, 38.700 cm³; potencia, 2.000 CV a 2.800 r.p.m.

En estos trozos (3-2 y 5-4) la potencia deberá ser constante porque la presión de alimentación es mantenida constante por el limitador; la disminución que se encuentra es debida a las mayores temperaturas y a las mayores contrapresiones en el escape como consecuencia del aumento de la presión ambiente.

Un dispositivo especial de accionamiento, que vence la acción del limitador, permite al piloto aumentar por tiempo limitado la potencia para facilitar el despegue y obtener la potencia de emergencia; la correspondiente presión de alimentación se llama *presión máxima de despegue* y de *emergencia*. Esta sobrealimentación no puede, sin embargo, ser excesiva para no comprometer la resistencia mecánica de los diversos órganos; el limitador garantiza el límite máximo.

El punto 1 de la figura representa el valor de la *potencia de despegue*.

6.° El *espacio frontal* tiene importancia para la instalación sobre los aparatos. Pequeño espacio frontal significa pequeña resistencia al avance y esto es de importancia fundamental cuando se quieren alcanzar altas velocidades.

La relación entre la potencia instalada y el área frontal del motor (expresada en CV/dm²) depende en cierta medida de la disposición de los cilindros. La disposición más en uso en los motores refrigerados por líquido es en V (a menudo la V está invertida para conseguir una mayor visibilidad del piloto y una mejor posición del núcleo de la hélice); en los motores refrigerados por aire aquélla es de simple o doble estrella (ver figs. 381 y 382).

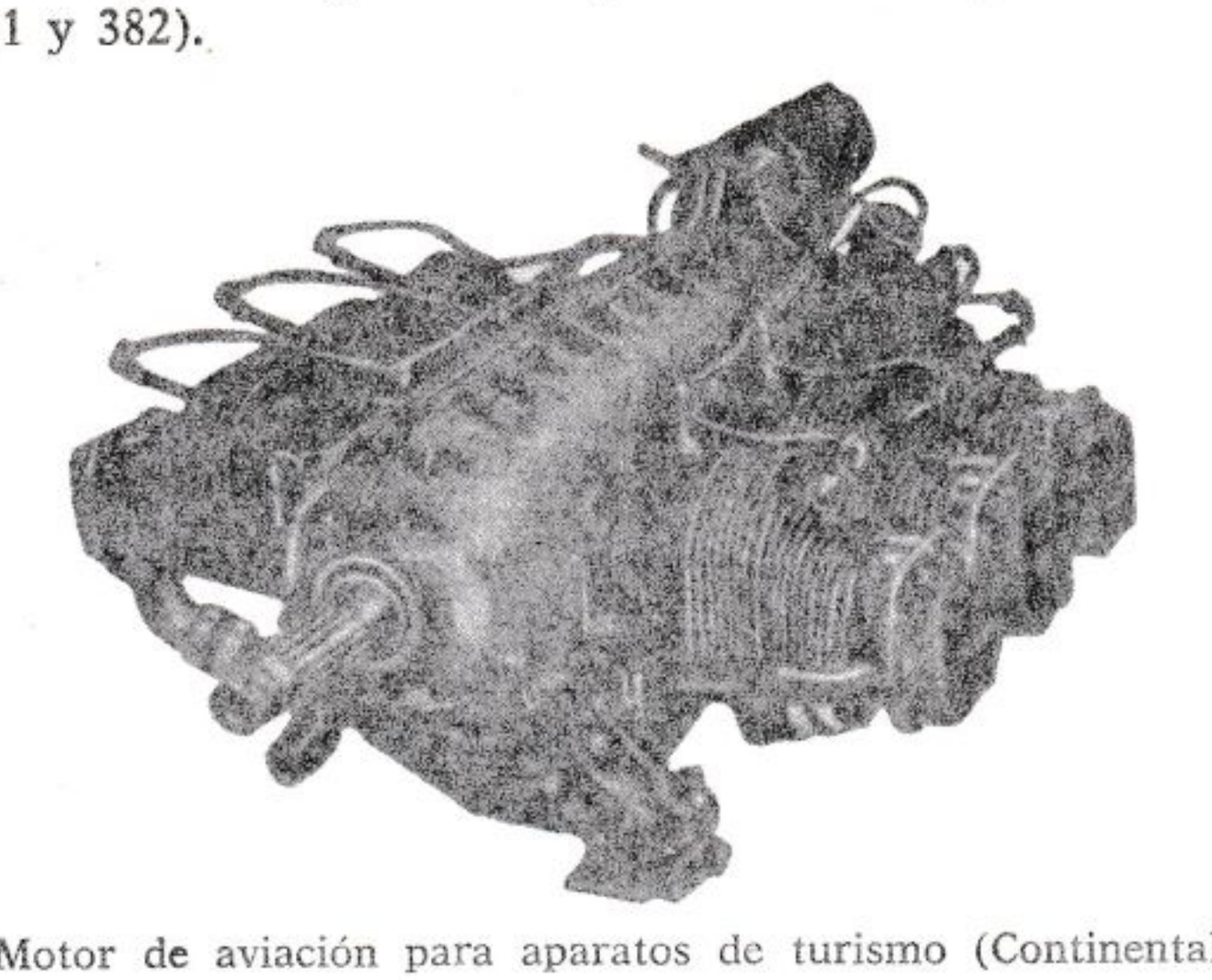


FIG. 383. — Motor de aviación para aparatos de turismo (Continental A 100-2).

Seis cilindros horizontales contrapuestos; 4 tiempos; diámetro, 98,4 mm; carrera, 92 mm; cilindrada, 4.195 cm³; potencia, 100 CV a 2.350 r.p.m.

Para los motores en V de 12 cilindros el valor de la potencia referida al espacio frontal es de 18÷20 CV/dm²; para aquellos de doble estrella de 14 cilindros es alrededor de 6÷8, mientras que para los de 18 cilindros vale como término medio 9÷10 CV/dm².

Se realizan también motores de cilindros horizontales contrapuestos que proporcionan la posibilidad de colocarlos entre las alas del aparato.

7.° La *seguridad de funcionamiento* es evidentemente una de las cualidades esenciales para un motor de aviación.

Para garantizar el encendido se recurre siempre a la aplicación de dos bujías por cilindro alimentadas por una o, para mayor seguridad, dos magnetos.

La duración de los motores de aviación es todavía limitada si se compara con aquella de los motores para autovehículos: aquéllos son generalmente revisados cada 150÷200 horas de funcionamiento.

La cilindrada adoptada en los motores alternativos de aviación varía desde pocos litros en los motores para aparatos ligeros de turismo (figu-

ra 383) a 50 litros y más en los motores más grandes para aparatos de transporte. En cuanto al número de cilindros se va de dos cilindros contrapuestos y de pocos cilindros dispuestos en línea, o contrapuestos, o en V, o en estrella (1) a 14 y 18 cilindros en dos estrellas, a 24 cilindros en X y en H y a 28 cilindros en cuatro estrellas (2); existen también otras disposiciones adoptadas en menor escala (ver por ejemplo la de la fig. 384).

El diámetro del cilindro no supera el valor de 155 mm. Con diámetros mayores surgen dificultades de refrigeración del pistón y peligro de detonación. La relación carrera/diámetro está normalmente comprendida entre 0,9 y 1,3.

La refrigeración puede ser con aire o con líquido: son refrigerados con aire los motores en estrella y los pequeños motores para aparatos ligeros; por el contrario, se refrigera generalmente con líquido los motores en línea y aquellos con disposiciones especiales para los cilindros.

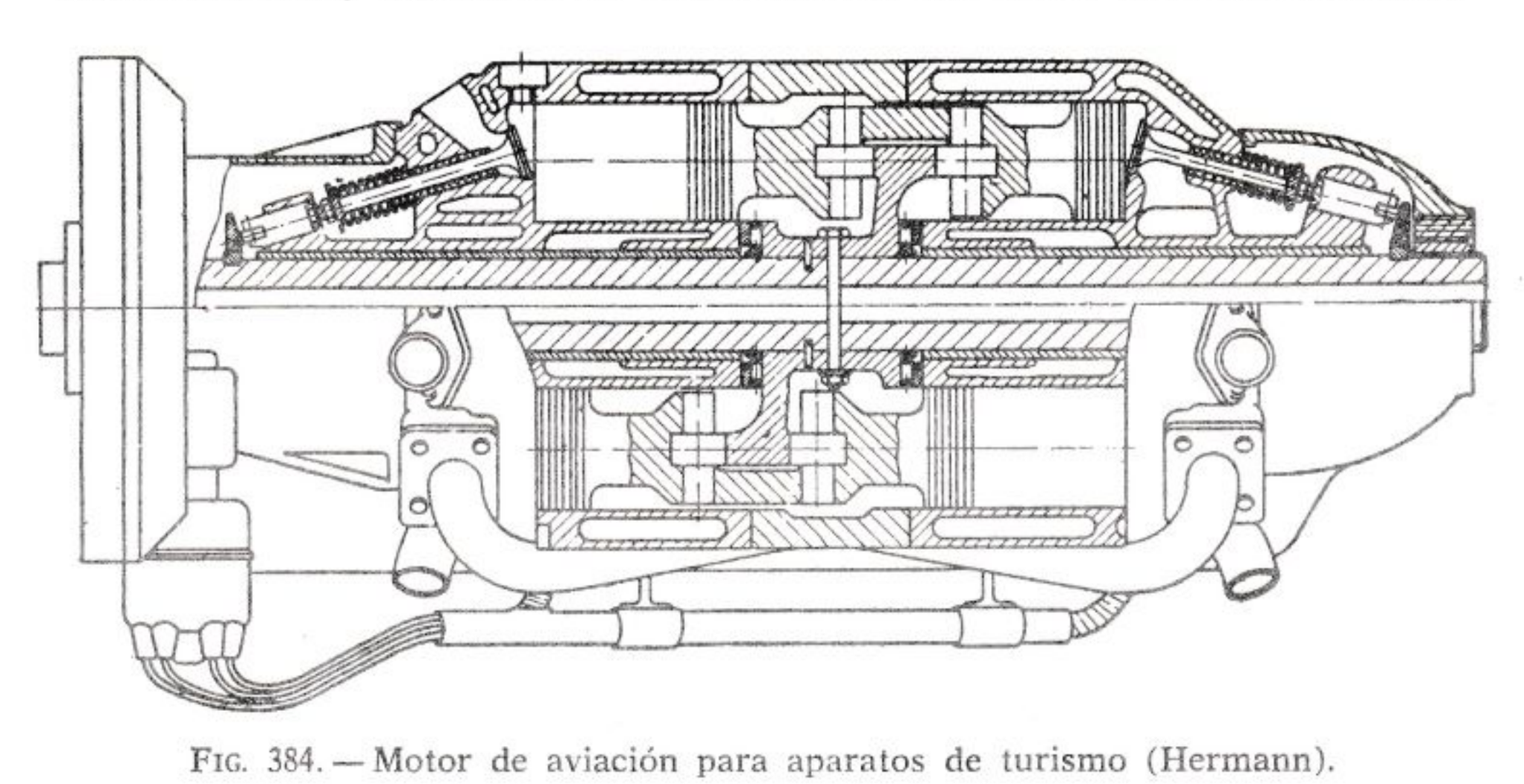


FIG. 384. — Motor de aviación para aparatos de turismo (Hermann).

Doce cilindros en haz; diámetro, 82,5 mm; carrera, 95,2 mm; cilindrada, 6.100 cm³; potencia, 200 CV a 1.900 r.p.m.

El motor de doble estrella de 14 y 18 cilindros es el exponente típico de motores refrigerados por aire; el de 12 cilindros en V, el de los motores refrigerados con líquido. Los primeros son aplicados en aquellos casos en que tiene más importancia la simplicidad de instalación y de entretenimiento; los segundos, en los casos en que se requiere una gran potencia unida a una mínima superficie frontal.

---

(1) Los motores radiales tienen, si son de 4 tiempos, un número impar de cilindros por estrella, para poder espaciar igualmente el encendido y las fases de los diversos cilindros: los impares son encendidos en una revolución y los pares en la sucesiva.

(2) Han sido estudiados también motores de 36, 42 y 54 cilindros, pero su complejidad ha excluido evidentemente su realización práctica.

La lubricación es siempre forzada; frecuentemente se recurre al uso de radiadores para la refrigeración del aceite.

En los motores refrigerados con líquido el bloque de cilindros y la bancada son en aleación ligera con camisas (comúnmente húmedas); en aquellos refrigerados con aire los cilindros son, por lo general, separados y construidos en acero, mientras que la bancada es siempre de aleación ligera. La culata de los cilindros puede ser separada o bien integral con el bloque; en caso de ser separada es de fundición gris o bien aleación ligera con asientos de válvulas postizos.

El eje motor está siempre provisto de contrapesos y cada manivela está comprendida entre dos soportes; en el caso de los motores en estrella está, en general, soportado por cojinetes de rodillos, mientras que en los otros casos se emplean los cojinetes normales de metal antifricción.

La distribución es de válvulas en cabeza paralelas o bien inclinadas; el eje de camones está en la culata en los motores refrigerados con líquido; y en la bancada en los que están refrigerados con aire. En los motores en estrella las válvulas son accionadas, a través de vástagos y balancines, por un tambor cuyo perfil externo forma la serie de camones.

Los motores de aviación pueden ser unidos a la hélice o directamente o a través de un reductor, el cual normalmente reduce la velocidad de la hélice aproximadamente a un tercio de la velocidad del eje motor.

CUARTA PARTE

MOTORES DE ENCENDIDO POR COMPRESIÓN

CAPÍTULO XXIII

NOCIONES GENERALES

XXIII. 1. Clasificación

Los motores de E.C. se llaman comúnmente **motores Diesel**, con excepción de los *motores de cabeza caliente*, llamados *semi-Diesel*. Todos los motores de E.C. son de inyección.

En el tratado teórico desarrollado en la primera parte no se ha hecho específicamente referencia a los motores de *cabeza caliente*, ya que por su importancia y difusión son en gran medida inferiores a los motores de E.B. Por otra parte, el estudio teórico general es aplicable a aquéllos puesto que sustancialmente difieren de los otros motores de inyección sólo por el procedimiento de encendido.

Por esta razón, y sobre todo en consideración al hecho que especialmente en el campo de la autotracción los motores de *cabeza caliente* encuentran un limitadísimo campo de aplicaciones y tienden a desaparecer completamente siendo sustituidos por motores Diesel, nos limitaremos a dar una información de carácter general en el párrafo XXIII. 6.

El objeto de esta cuarta parte son los motores Diesel, que por su importancia y variedad de aplicaciones son comparables a los motores de E.B.

Ellos se distinguen en *rápidos, medios* y *lentos*.

Motores Diesel rápidos son aquellos que, teniendo una relación peso-potencia relativamente baja, potencias específicas elevadas y dimensiones reducidas, son usados especialmente en autovehículos y embarcaciones. Se usan también en instalaciones fijas y muy raramente en aeroplanos donde, sin embargo, son empleados a plena potencia en períodos breves de tiempo. Comúnmente su régimen máximo es superior a 1.500 r.p.m., queman gasoil ligero y de buena calidad y funcionan siempre con inyección mecánica. El arranque se hace generalmente mediante motores auxiliares.

Motores Diesel medios son aquellos que funcionan a un régimen generalmente comprendido entre 600 y 1.500 r.p.m. y se utilizan en aplicaciones para las cuales, necesitando potencias bastante elevadas se

requiere también un relativamente bajo valor de la relación peso/potencia (tracción ferroviaria, embarcaciones veloces y otras particulares instalaciones). Estos motores deben poder funcionar a plena potencia normal a régimen más bien constante durante períodos de tiempo bastante largos y a la vez deben poseer buenas características de duración. El sistema de inyección es siempre mecánico y el arranque se hace generalmente mediante pequeños motores auxiliares o con aire comprimido.

Motores Diesel lentos son aquellos usados en instalaciones fijas y marinas y en general en aplicaciones para las cuales la relación entre peso y potencia no tiene una importancia predominante. Teniendo que funcionar ininterrumpidamente durante largos períodos de tiempo, tienen sobresalientes características de seguridad y duración —su régimen de utilización es inferior a 400÷450 r.p.m.— y son de dimensiones muy grandes. Aprovechan poco la cilindrada y el peso; el funcionamiento a bajo número de revoluciones significa, como ya sabemos, limitación de la potencia, pero con toda la ventaja de una larga duración, requisito de capital importancia para el empleo a plena potencia normal durante períodos de tiempo muy largos. Están adaptados para quemar combustibles líquidos pesados y de diversas características para que puedan competir también desde el punto de vista económico con la máquina de vapor, la cual, como ya hemos visto, es superior en rendimiento. El sistema de inyección es comúnmente mecánico, raramente neumático (en construcciones menos modernas); el arranque se obtiene mediante aire comprimido.

Con arreglo a las características mecánicas, más bien que tomando como base el régimen de funcionamiento, se pueden, pues, considerar pertenecientes a una u otra de las tres categorías los numerosos tipos de motores que, destinados generalmente a instalaciones fijas o semifijas, están proyectados para alcanzar un elevado grado de seguridad y una larga duración, y los motores que resultan en general de adaptaciones de motores rápidos y medios a los que se le ha reducido la velocidad de funcionamiento para alcanzar la mayor seguridad y duración requerida en el nuevo empleo.

Mientras que los motores Diesel rápidos, con excepción de aquellos de mayor cilindrada, son, en general, de alimentación natural, los motores Diesel medios y lentos están a menudo provistos, según la tendencia constructiva moderna, de un aparato de sobrealimentación (generalmente una turbosoplante de gases de escape).

XXIII. 2. Comparación entre los motores Diesel rápidos y los motores de encendido por chispa

Constructivamente, los motores Diesel rápidos son comparables con los motores de E.B. de los cuales difieren esencialmente, además del sistema de alimentación y de encendido, en la más elevada relación peso/potencia.

El más elevado valor de la relación peso/potencia es consecuencia directa de los grandes esfuerzos que deben de resistir los diversos órganos durante la fase de combustión; en efecto, en esta fase la presión alcanza un valor aproximadamente doble del de los motores de E.B. y, lo más importante aún, en un espacio de tiempo tan breve que da lugar a las típicas trepidaciones y al característico «golpe» que todos los conductores de camiones conocen.

Los órganos del motor, proporcionados para resistir estos esfuerzos así como las trepidaciones, resultan necesariamente de peso elevado.

El peso de las partes que componen el sistema biela-manivela y la dificultad natural en el funcionamiento de inyección (duración de la inyección y de la combustión) impiden el alcanzar regímenes muy elevados; como término medio la máxima velocidad de rotación está en unas 2.200 r.p.m. para los motores de camión, mientras que para los pequeños motores de los coches se alcanzan las 4.000 r.p.m. Las potencias específicas (CV/l) son por ello más bajas que las de los motores de E.B. (ver la tabla XIV).

El impulso dado a la construcción de los Diesel rápidos en estos últimos años está tecnicamente justificado por las siguientes razones:

1.° Utilización de un combustible (gasoil o petróleo) que por su elevada temperatura de inflamabilidad hay que considerarlo prácticamente como no inflamable, cualidad importante especialmente en las aplicaciones ferroviarias y marinas.

2.° Menor consumo específico que el de los normales motores de E.B.

3.° Precio del combustible menor que el de los carburantes normales.

Son, sobre todo las dos últimas razones, las que, influyendo notablemente sobre el precio del transporte, han empujado la construcción de autovehículos a perfeccionar cada vez más los motores Diesel rápidos y, especialmente en Italia, a ser aplicados de un modo casi total en el campo de los camiones. Sin embargo, los puntos de inferioridad en la comparación con los motores de encendido por chispa son numerosos.

Así, por ejemplo, la más elevada relación peso/potencia, la menor potencia específica y sobre todo el movimiento de carácter vibratorio, obstaculizan su aplicación en los automóviles.

La instalación es más difícil y costosa que la de los motores de E.B., puesto que el volumen es mayor a igualdad de potencia requerida, y porque a causa de su rudeza de funcionamiento, la estructura fija y los órganos de transmisión de la potencia deben de ser más robustos y pesados. Tampoco hay que despreciar además el hecho de que su precio inicial es por razones de peso y de construcción superior al de los motores de E.B.

Otro punto de inferioridad de los motores Diesel rápidos es la dificultad de arranque; ésta no sólo es debida al gran esfuerzo necesario para vencer la fuerte compresión en los cilindros, sino también a las condiciones térmicas que, según el tipo de cámara de combustión adoptada, pueden ser más o menos desfavorables al arranque.

Las mismas ventajas que impulsan la adopción de los motores Diesel rápidos en la autotracción y las mismas desventajas que obstaculizan su empleo, son valederas también en las construcciones aeronáuticas, donde se siente todavía más la necesidad de bajos consumos, pero también la de mayor potencia específica. En este campo, sin embargo, se han conseguido óptimos resultados y están en curso posteriores perfeccionamientos; recordamos a este propósito los motores Junkers-Jumo (construidos en Alemania) con los cuales, mediante la adopción del ciclo de dos tiempos, se han obtenido potencias específicas del orden de 40 CV/l y consumos del orden de 160 g/CV h, que permiten autonomías muy elevadas. Recientemente, en aplicaciones a vehículos militares, terrestres y marinas, se han alcanzado, con fuerte sobrealimentación, potencias específicas elevadísimas del orden de $60 \div 70$ CV/l.

XXIII. 3. Comparación entre los motores Diesel de 4 y de 2 tiempos

Las consideraciones hechas a propósito de los motores de E.B. funcionando a dos tiempos son valederas también para los motores Diesel. Sin embargo, mientras que en el campo de los motores de E.B. las razones de inferioridad del motor de 2 tiempos respecto al de 4 tiempos son evidentes, especialmente por lo que respecta al elevado consumo y a la irregularidad de marcha, en el campo de los motores Diesel la situación se presenta distinta por la intervención de otros factores.

Tiene sobre todo gran importancia el hecho de que en los Diesel de 2 tiempos *la fase de barrido se realiza con aire puro* en vez de mezcla combustible; se evita de esta manera la pérdida de combustible a través del escape y en el caso en que el motor está dotado de bomba de barrido (es decir, no tiene precompresión en el cárter), el rendimiento

total resulta mejorado puesto que se facilita la expulsión de los gases residuales.

Por esta razón el consumo específico del Diesel de 2 tiempos resulta a menudo inferior al de 4 tiempos. Hay que añadir, siempre a favor del de 2 tiempos, la potencia específica superior (para los motores rápidos se tiene 20÷30 CV/l en comparación de los 10÷25 CV/l del motor de 4 tiempos) por lo que, a igualdad de potencia requerida, ellos pueden tener volumen y algunas veces también peso sensiblemente menores. En efecto, a igualdad de número de combustiones por revolución, es suficiente un número de cilindros reducido a la mitad.

Pero, sin embargo, se oponen serias dificultades a la construcción de motores pequeños y rápidos de 2 tiempos.

La inyección debe ser realizada en un tiempo muy breve, lo que implica dificultades para el aparato de inyección. Las solicitaciones térmicas para el pistón se repiten cada carrera, por lo que deben de ser adoptadas particulares medidas en la construcción del pistón y de sus aros. Otro problema es el de conservar limpias y en buenas condiciones las lumbreras de aspiración y de escape.

Por lo que respecta a la refrigeración está claro que en el caso de los motores rápidos y de dimensiones más bien pequeñas, el ciclo de dos tiempos se encuentra en situación menos favorable.

Por el contrario, en los motores de grandes dimensiones (hasta 250 mm de diámetro) en los cuales es siempre necesaria la refrigeración del pistón con circulación de agua o aceite, son particularmente evidentes algunas ventajas del ciclo de dos tiempos y se puede decir que invierten la situación.

Estas ventajas se refieren en gran parte a la mayor simplicidad constructiva debida a la sobrepresión o a la reducción del número de válvulas con sus respectivos accionamientos, y a la ya citada posibilidad de reducir el volumen (aproximadamente el 35 %) y el peso total.

Hay que tener también presente que mientras en los motores rápidos de 2 tiempos algunos detalles pueden presentar dificultades de funcionamiento porque las disposiciones reducidas no permiten adoptar los medios necesarios para evitarlo, en los grandes motores lentos esta dificultad puede fácilmente ser eliminada por la disponibilidad de espacio.

Así, por ejemplo, cuando son grandes las dimensiones, es fácil obtener una buena refrigeración del cilindro en la zona correspondiente a las lumbreras de aspiración y de escape y, gracias también al bajo número de revoluciones, es menos difícil realizar la refrigeración del pistón.

Por estas razones, la construcción de los motores Diesel lentos está orientada, sobre todo en Italia, hacia el ciclo de 2 tiempos especialmente en el campo de las grandes potencias, mientras que por el contrario, los motores rápidos son, por lo general, de 4 tiempos.

XXIII. 4. Esquemas de motores Diesel

Los motores Diesel rápidos y medios, ya sean de 2 ó 4 tiempos, difieren de los correspondientes motores de carburación esencialmente en la sustitución del carburador por el aparato de inyección, y por la eliminación del aparato de encendido.

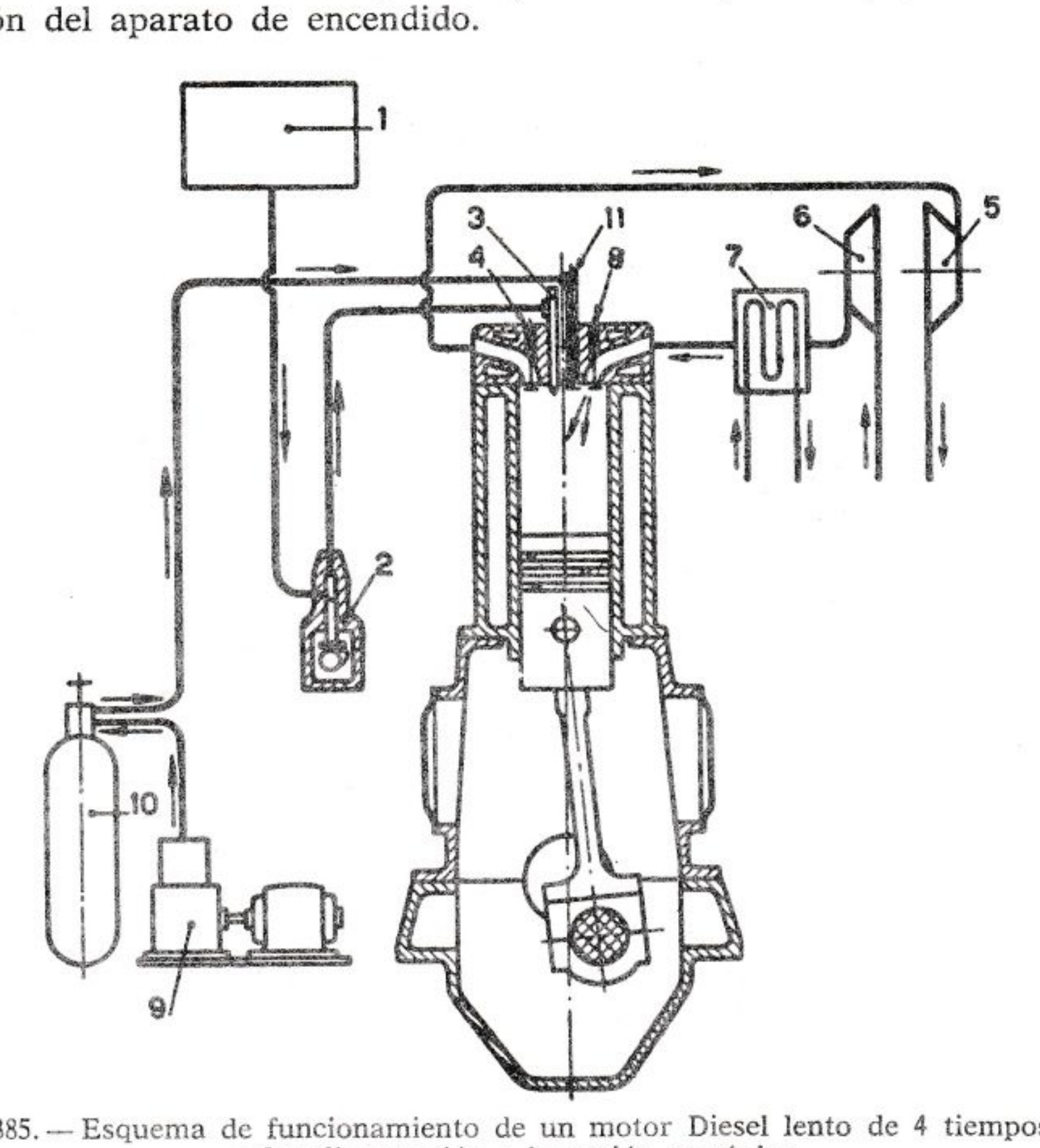


FIG. 385. — Esquema de funcionamiento de un motor Diesel lento de 4 tiempos con sobrealimentación e inyección mecánica.

1, Tanque de combustible. — 2, Bomba de inyección. — 3, Inyector. — 4, Válvula de escape. — 5, Turbina de gases de escape. — 6, Compresor de aire. — 7, Refrigerador de aire de aspiración. 8, Válvula de aspiración. — 9, Compresor de arranque. — 10, Botella de aire de arranque. — 11, Válvula de arranque.

Los grandes motores lentos se distinguen, por el contrario, no sólo por sus dimensiones mucho mayores, sino también por las soluciones constructivas y por un esquema de funcionamiento más complejo.

La figura 385 ilustra el esquema general de un gran motor de 4 tiempos sobrealimentado y con inyección mecánica. En la figura 386 se muestra el esquema de un gran motor Diesel de 4 tiempos de inyección neumática. El sistema de inyección neumática está hoy en día abando-

nado, pero existen y funcionan regularmente todavía numerosos motores de grandes y medias dimensiones con este sistema.

En la figura 387 está representado el esquema de un motor de 2 tiempos con inyección mecánica. La estructura general, en comparación con los motores de 4 tiempos, está simplificada por la supresión de las válvulas de aspiración y de escape y de sus correspondientes accionamien-

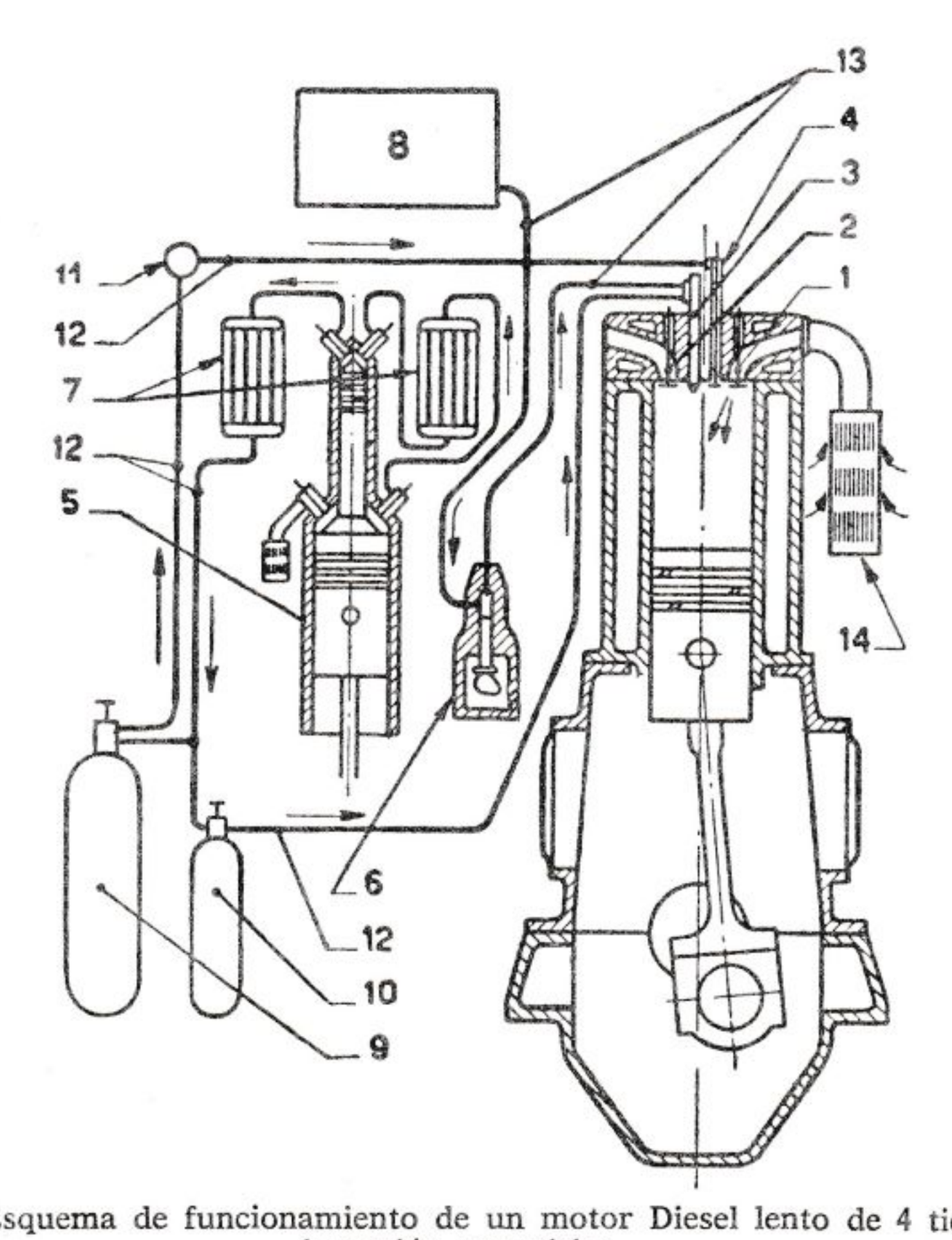


FIG. 386. — Esquema de funcionamiento de un motor Diesel lento de 4 tiempos con inyección neumática.

1, Válvula de aspiración. — 2, Válvula de escape. — 3, Inyector. — 4, Válvula de arranque. — 5, Compresor. — 6, Bomba de inyección. — 7, Enfriador para el aire comprimido. — 8, Tanque de combustible. — 9, Botella de aire de arranque. — 10, Botella de aire de inyección. — 11, Válvula reductora. — 12, Tubería de aire. — 13, Tubería de combustible. — 14, Filtro de aire.

tos; existen sin embargo, por más, *la bomba de barrido y su colector de aire.* Como el esquema se refiere a un gran motor lento, el compresor de aire de arranque está separado y accionado por un motor eléctrico disposición requerida en la mayor parte de los casos.

Análogamente a cuanto se ha hecho al tratar de los motores de E.B., podemos considerar al motor Diesel compuesto de un grupo de **órganos principales,** del **aparato de inyección** y de los **órganos auxiliares.**

Los **órganos principales** forman la parte motriz propiamente dicha y los veremos en detalle para cada tipo de motor; ellos son (fig. 388):

— la *estructura fija,* que comprende la *bancada,* los *bastidores,* el *cilindro* con la *camisa,* y la *culata;*

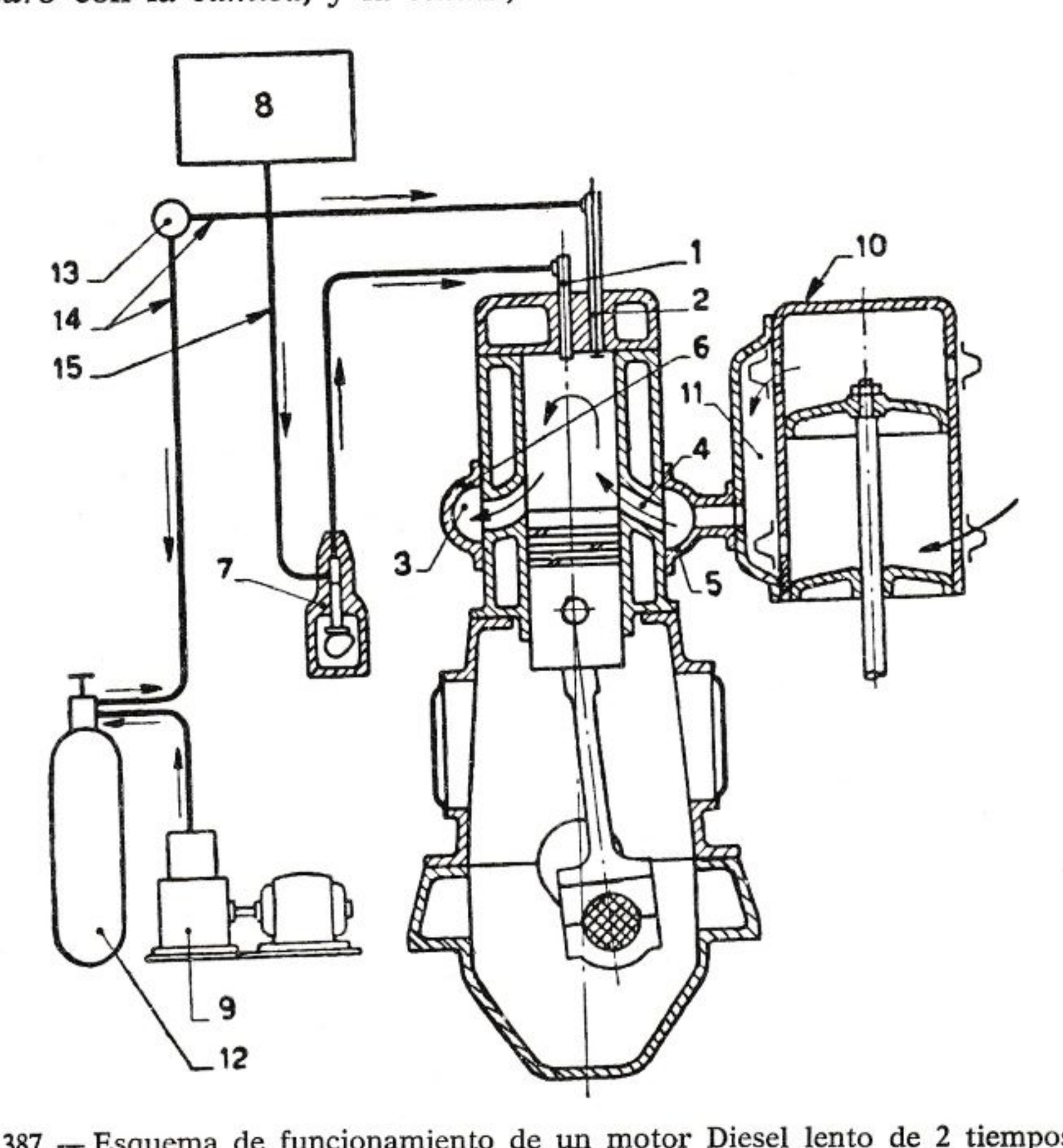


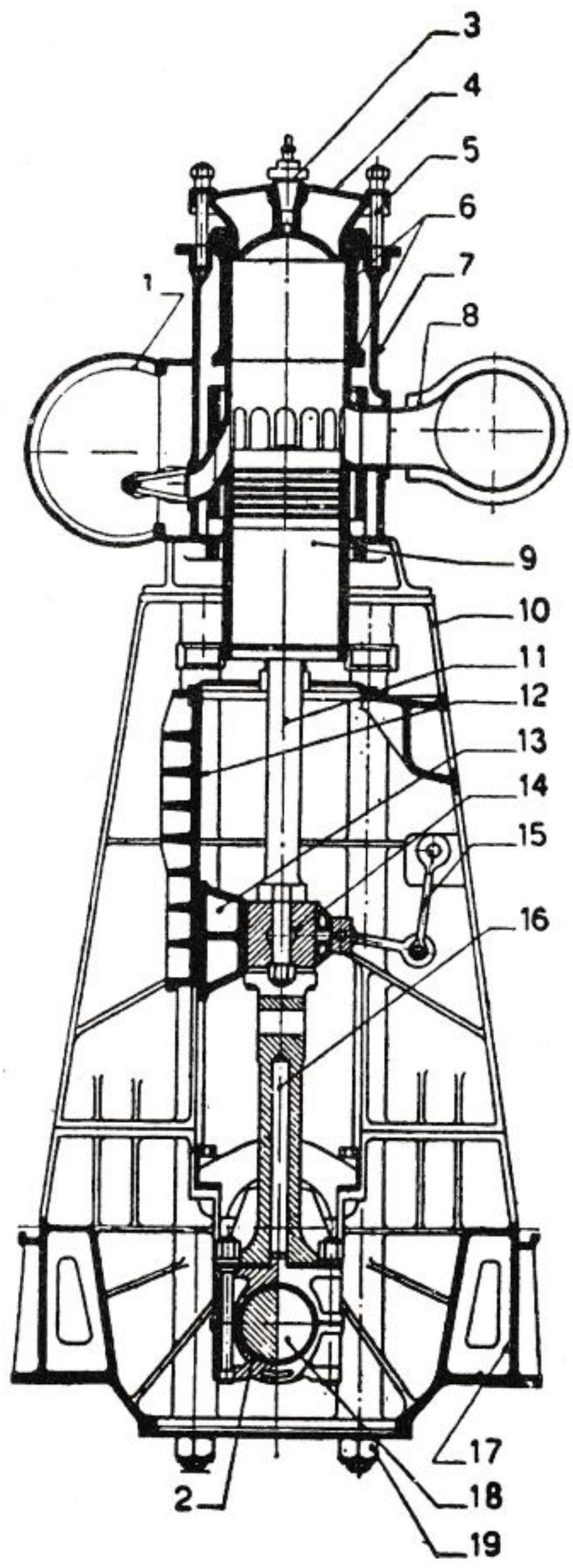
FIG. 387. — Esquema de funcionamiento de un motor Diesel lento de 2 tiempos con inyección mecánica.

1, Inyector. — 2, Válvula de arranque. — 3, Conducto de escape. — 4, Galería de barrido. — 5, Colector de barrido. — 6, Colector de escape. — 7, Bomba de inyección. — 8, Arranque de combustible. — 9, Compresor. — 10, Bomba de barrido. — 11, Depósito aire de barrido. — 12, Botella de aire de arranque. — 13, Válvula reductora. — 14, Tubería de aire. — 15, Tubería de combustible.

— los *órganos del sistema biela-manivela,* que comprende el *pistón,* el *vástago* y la *cruceta* (en su caso), la *biela,* el *eje de cigüeñales* y los *cojinetes;*

— los *órganos de la distribución* con sus correspondientes accionamientos y en el caso de motores de 2 tiempos, la *bomba* y las *válvulas de barrido.*

El **aparato de inyección,** que sirve para llevar el combustible dentro de la cámara de combustión, está compuesto esencialmente: de la *bomba de inyección,* de los *pulverizadores* y de otros *órganos accesorios.*



Los **órganos auxiliares** son aquellos que constituyen los *circuitos de refrigeración y de lubricación;* el *sistema de arranque y de maniobra;* los *compresores para la sobrealimentación* (en su caso); los *filtros* y otros *órganos accesorios* del motor.

En la figura 388 está representada la sección esquemática de un motor lento de 2 tiempos con la nomenclatura de sus diversos órganos.

FIG. 388. — Sección esquemática de un motor Diesel lento de 2 tiempos y simple efecto.

1, Colector de barrido. — 2, Cojinete cabeza biela. — 3, Inyector. — 4, Culata. — 5, Pernos de la culata. — 6, Camisa de cilindro. — 7, Cilindro. — 8, Colector de escape. — 9, Pistón. 10, Bastidor. — 11, Vástago. — 12, Guía del patín. — 13, Patín. — 14, Cruceta. — 15, Tubo rótula refrigeración pistón. — 16, Biela. — 17, Bancada. — 18, Perno de manivela. — 19, Tuercas de los tirantes.

XXIII. 5. Motores lentos de doble efecto

Los motores Diesel lentos son los únicos motores de combustión interna que se construyen también de doble efecto.

En estos motores el cilindro está provisto de dos cámaras de combustión, una en cada extremidad; la presión de combustión actúa alternativamente sobre las dos caras opuestas del pistón y los ciclos se desarrollan en las dos cámaras de combustión, los que están defasados en un cierto tiempo.

El cilindro, por su parte inferior, lleva una *culata* con un orificio provisto de un *sistema de empaquetado*, para el paso del vástago del pistón; esta culata forma la *cabeza inferior* contrapuesta a la *cabeza superior* que cierra la otra extremidad del cilindro.

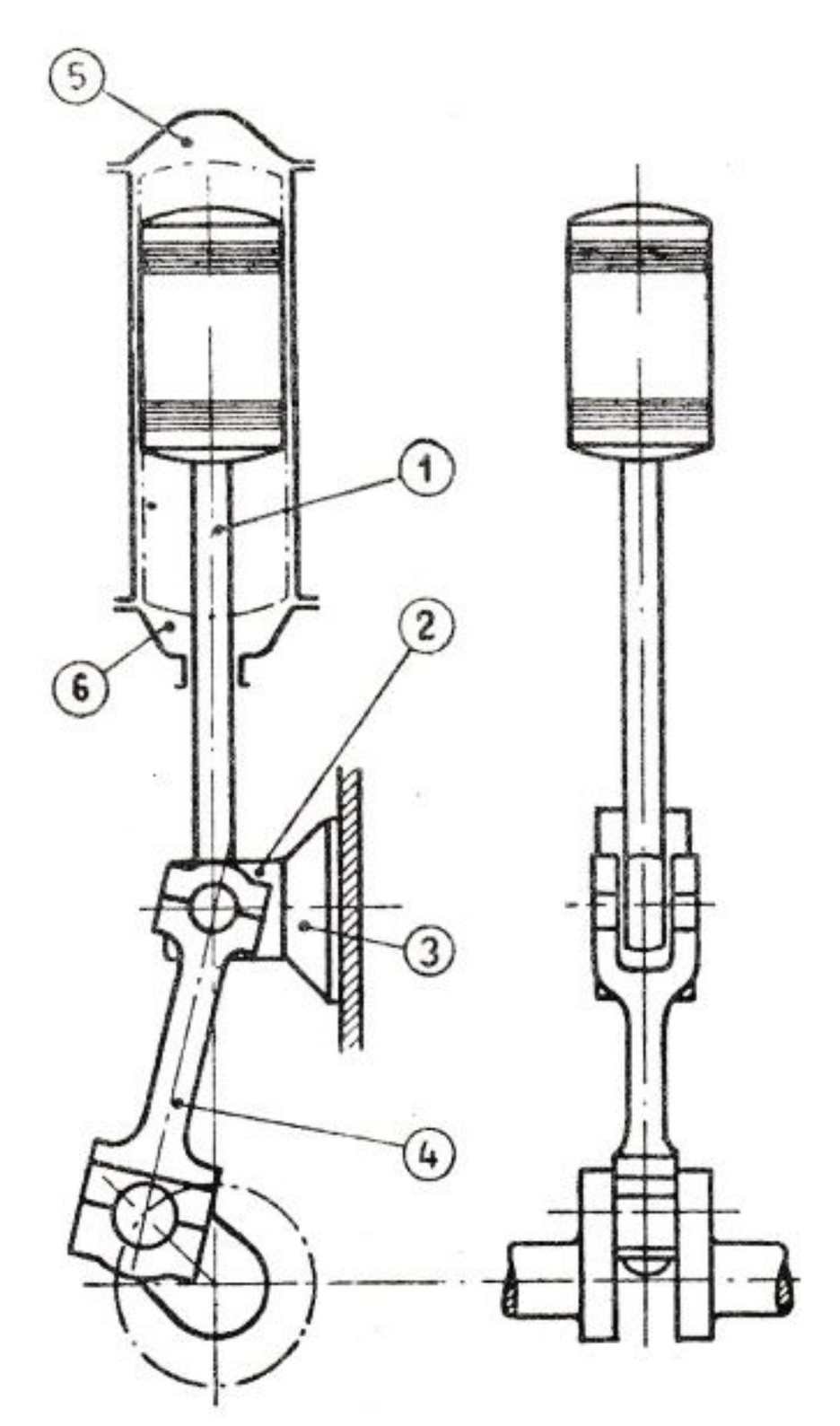


FIG. 389. — Biela con cruceta.

1, Vástago. — 2, Cruceta. — 3, Patín. — 4, Biela. — 5, Cámara superior. — 6, Cámara inferior.

El pistón está unido a un *vástago* que lleva por su otra extremidad la *cruceta* (fig. 389) a la que está articulada la *biela*. Este sistema es empleado también en los motores de simple efecto, especialmente en aquellos de dimensiones más bien sobresalientes, al objeto de eliminar el empuje lateral sobre el pistón. El empuje lateral es soportado así por el *patín* de la cruceta, el cual lo transmite a su guía fija en la estructura del motor.

Otra ventaja de la cruceta es la posibilidad de separar el cilindro de la cámara de manivela para evitar que los residuos fangosos del aceite y del petróleo mal quemado, que provienen del cilindro, vayan a contarminar el aceite en circulación. Esta es la principal razón por la cual, excepto cuando es necesario un límite en la altura y en el peso, parece justificado también hoy el motor con cruceta.

En los motores de doble efecto el vástago es indispensable para poder realizar la cámara de combustión inferior; éste es, en efecto, el sistema más simple para transmitir el movimiento del pistón al eje motor y al mismo tiempo para realizar la estanqueidad en la parte co-

rrespondiente al sitio que atraviesa la culata inferior. A igualdad del diámetro y de carrera del pistón, y con un volumen poco superior, se puede obtener de un motor de doble efecto una potencia casi doble de la que se obtiene con uno de simple efecto; la potencia no es completamente el doble debido a que la cilindrada desplazada por el pistón en la cámara inferior es menor que la de la cámara superior por la presencia del vástago.

Los motores de doble efecto son construidos casi exclusivamente de 2 tiempos porque presentan la ventaja de una menor complicación constructiva; en efecto, se evita así el problema de colocar en la culata inferior las válvulas y sus respectivos accionamientos.

XXIII. 6. Motores de cabeza caliente

El estudio hecho hasta aquí permite deducir que las mayores ventajas del motor Diesel están constituidas por el empleo de aceites combustibles poco costosos, de la eliminación del aparato de encendido y del buen rendimiento térmico como consecuencia de la elevada presión de compresión necesaria para alcanzar la temperatura de encendido espontáneo del combustible. Esta elevada compresión lleva consigo algunos inconvenientes, entre los cuales los principales son la dificultad de arranque y el fuerte peso de los diversos órganos, consecuencia de las grandes cargas a las que están sujetos.

Por ello se ha pensado en realizar un motor que, manteniendo posible las cualidades del Diesel, no tuviese sus defectos, es decir, un motor Diesel con *relación de compresión más baja* (por ejemplo, que permita el arranque a mano en el caso de pequeñas unidades para uso agrícola). Pero como la reducción de la relación de compresión tiene como consecuencia una temperatura final de compresión insuficiente para producir el encendido, se ha tratado de remediarlo con una particular forma de la culata, para poder tener en la cámara de combustión una pequeña superficie a temperatura superior a la de encendido del combustible empleado.

Como se ve en la sección esquemática de la figura 390, una parte de la cámara de combustión está constituida por una especie de bulbo casi esférico que, no estando refrigerado, se mantiene a una temperatura aproximadamente de 500°, por lo que el combustible inyectado, poniéndose en contacto con las paredes, se evapora y se enciende.

Una consecuencia de la baja relación de compresión es la disminución del valor del rendimiento térmico (recordemos que a igualdad de relación de compresión el ciclo Diesel tiene un rendimiento más bajo que el ciclo Otto). Esto se remedia, aunque sólo en parte, adelantando grandemente la inyección, lo que hace aumentar la cantidad de combus-

tible que se quema a volumen constante según un ciclo Sabathé que se aproxima al ciclo Otto.

En conclusión, *el motor de cabeza caliente es un motor de inyección en el cual el encendido se obtiene mediante el empleo de una superficie incandescente y que funciona según un ciclo muy próximo al ciclo Otto.*

Los motores de cabeza caliente son en general de 2 tiempos, tanto por ser más simples, como porque las variaciones de temperatura durante el ciclo son menores; la gran simplicidad constructiva del de dos tiempos es verdaderamente apta a este tipo de motor cuya característica es una simplicidad casi rudimentaria. El tipo de barrido es siempre de lazo, comprimiendo el aire en el cárter.

El sistema de inyección es del tipo mecánico reducido a su más simple expansión. No siendo necesario un elevado grado de pulverización,

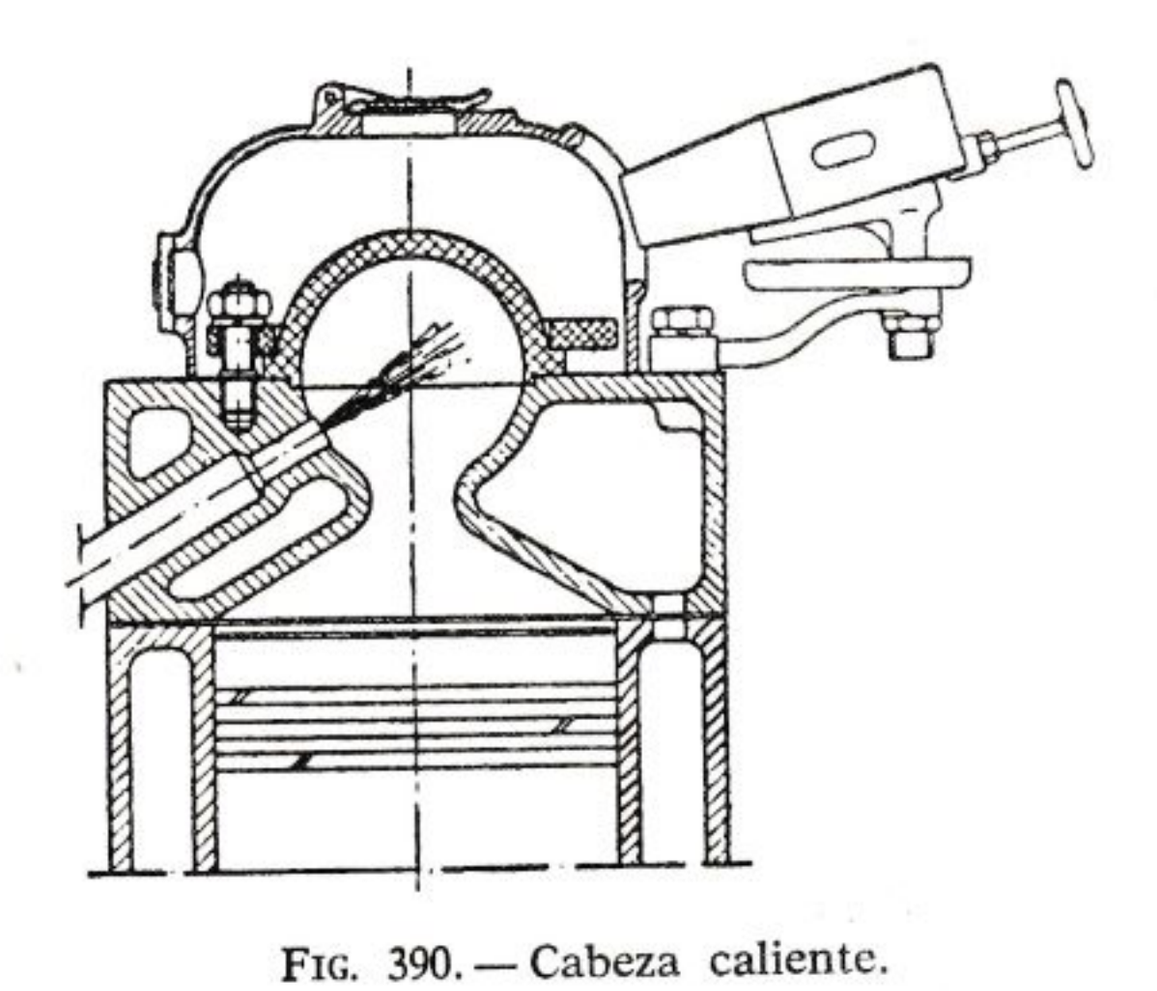


FIG. 390. — Cabeza caliente.

la presión de inyección es baja, por lo que tanto los inyectores como la bomba no presentan grandes dificultades de proyecto ni requieren especial medida en la fabricación.

Está claro que para arrancar un motor de cabeza caliente no es suficiente ponerlo en rotación, es preciso calentar primero el bulbo esférico de la culata con un medio externo para llevar la temperatura al valor necesario para el encendido. Como se ve en la figura 390, este medio está representado en general por una lámpara de gasolina.

El motor de cabeza caliente tiene pocas aplicaciones porque no es apto para funcionar a cargas variables; en efecto, con carga reducida la temperatura al fin de la compresión es a menudo insuficiente para el encendido, especialmente si la regulación se efectúa, igual que en los Diesel, parcializando solamente la cantidad de combustible.

CAPÍTULO XXIV

LA COMBUSTIÓN EN EL MOTOR DE E. C.

XXIV. 1. El proceso de combustión en los motores de E.C.

El combustible se introduce directamente en la cámara de combustión por medio del inyector, pulverizándose al salir de las toberas del mismo para difundirse en la cámara. El grado de mezcla entre aire y combustible depende de la pulverización de éste último y del movimiento del aire.

La inyección comienza antes que el pistón alcance el P.M.S. y se prolonga durante un cierto tiempo durante el cual el eje de cigüeñales gira un ángulo que puede alcanzar hasta 35°. La duración de la inyección depende de la velocidad y de las dimensiones del motor. A medida que las partículas de combustible penetran en la cámara son mezcladas con el aire, pero la mezcla que resulta no puede ser del todo homogénea y por ello la relación de mezcla varía notablemente de una zona a otra.

Como el aire comprimido se encuentra a una temperatura por encima de la correspondiente al encendido del combustible, la combustión puede iniciarse en cualquier punto en que localmente las condiciones sean aptas para el encendido y por ello simultáneamente en diversos puntos. No se forma, por tanto, un verdadero y propio frente de llama como en el caso de E.B.

Aunque el desarrollo de la combustión es tan distinto del correspondiente a los motores de E.B., también en el motor de E.C. existe un **retraso al encendido.** El combustible no se quema inmediatamente después de ser inyectado en el cilindro, sino después de un pequeñísimo intervalo de tiempo durante el cual cada gotita sufre las transformaciones que hacen posible el comienzo de la combustión propia y verdadera. Durante este pequeño tiempo la presión en el cilindro no aumenta más de lo que aumentaría sin combustión, como puede verse en el diagrama de la figura 391.

En el tiempo de retardo al encendido se pueden distinguir dos períodos. En el primero se verifica la entrada del combustible, la evaporación y la mezcla con el aire; en el segundo, mucho más largo que el primero, se desarrolla la acción intermolecular que prepara la mezcla para el encendido.

El retardo al encendido tiene gran importancia en el motor de E.C. porque influye sobre el modo de realizarse la combustión. Puede tener también influencia sobre el arranque y sobre los humos en el escape.

Producido el encendido, tiene lugar la combustión verdadera y propia que inicialmente transcurre de modo rapidísimo para decelerar en la fase final (fig. 391). En la primera fase (2-3) la combustión, iniciada en los focos de encendido, se propaga al líquido que ha sido introducido durante el retardo al encendido, con el consiguiente rapidísimo aumento de presión y temperatura.

En la segunda (3-4) se quema el combustible introducido después en la cámara y el aumento de presión es menos sentido.

Los motores Diesel, particularmente los rápidos, funcionan según un ciclo real cuya forma no difiere substancialmente de la del ciclo real de

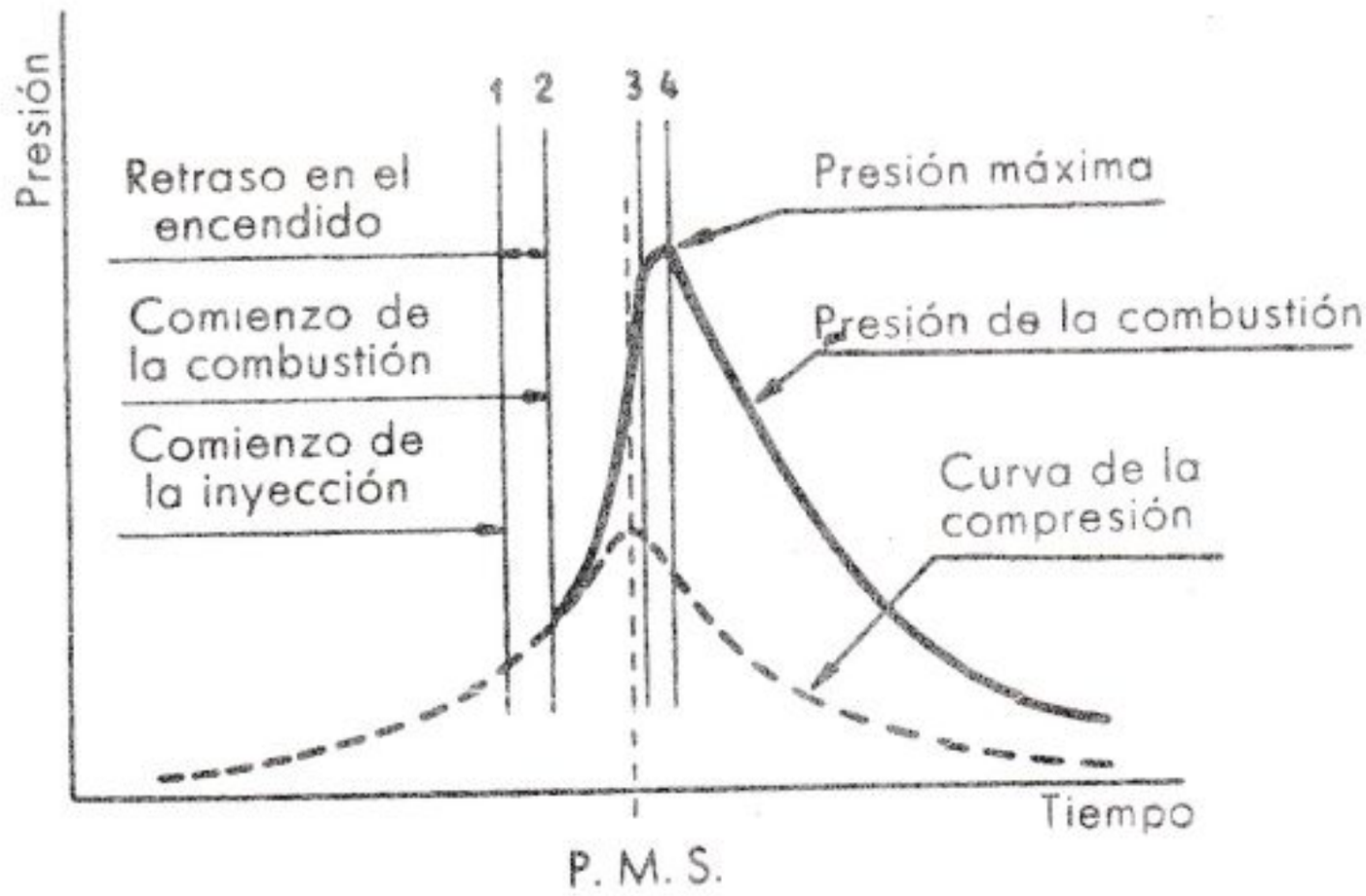


FIG. 391. — Efecto de retraso al encendido en la curva de presiones durante la combustión.

los motores de E.B. Mientras que el ciclo Otto real difiere del ideal esencialmente en el hecho de que la combustión no ocurre a volumen constante, el ciclo Diesel real difiere del ideal sobre todo como consecuencia del proceso de combustión. Ocurre en efecto que una considerable cantidad de combustible encuentra el oxígeno para quemarse también durante la carrera de expansión; por ello la curva de expansión al principio es muy inferior a la del ciclo ideal mientras que se le aproxima o la supera solamente en el final. En todo caso, parte del combustible no encuentra el oxígeno necesario para la combustión y pasa, por tanto, a través del cilindro sin quemarse, lo cual ocurre especialmente en los motores que funcionan con poco exceso de aire o con inyectores parcialmente obstruidos; índice visual de esto es el humo en el escape.

Con el fin de quemar todo el combustible inyectado, cada partícula finamente dividida debe ser llevada a íntimo contacto con una cantidad apropiada de oxígeno. Para aumentar las posibilidades de que esto ocu-

rra no basta una buena turbulencia, es necesario también que esté presente en la cámara una cantidad de aire notablemente superior a aquella estrictamente necesaria para quemar la cantidad de combustible introducida. El exceso de aire es como término medio del 50÷60 % para los Diesel rápidos y puede alcanzar hasta el 200 % para los lentos de 2 tiempos, al tener en cuenta el aire necesario para el barrido.

Pulverización, mezcla, evaporización y combustión tienen que efectuarse en un tiempo que varía de 1/60 de segundo para un motor funcionando a 300 r.p.m. hasta 1/400 de segundo para un motor que funcione a 2.000 r.p.m.

XXIV. 2. El «picado» en el motor de E.C.

Durante el retraso al encendido de las primeras partículas de combustible inyectado, penetran otras partículas en la cámara de combustión. Si el retraso es breve las primeras gotitas comienzan a quemarse después de un corto tiempo y por ello la cantidad de combustible que

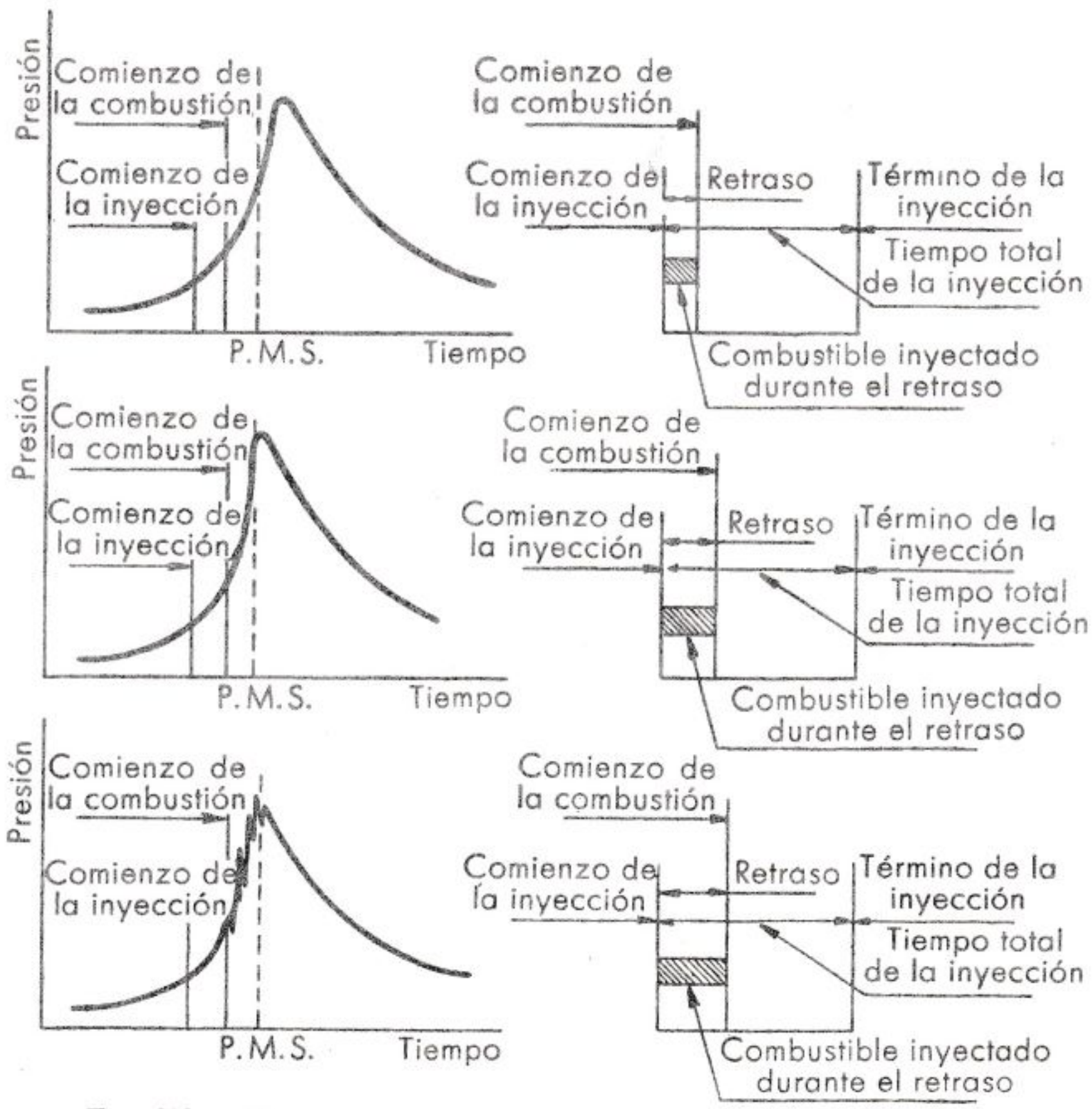


FIG. 392. — Efecto de las variaciones del retraso al encendido sobre el diagrama de las presiones.

entra durante este intervalo de tiempo en la cámara es pequeña. Por tanto, cuando se inicia la combustión, el gradiente de presión no es demasiado elevado y por ello la acción sobre el pistón es más bien gradual (figura 392). Si el retraso al encendido es más grande, durante el mismo se acumula en la cámara una cantidad de combustible tal que cuando se quema produce un fuerte gradiente de presión y, por tanto, un funcionamiento rudo del motor. Cuando el retraso es muy largo puede suceder que se acumule tanto combustible que el aumento de presión resulte entonces casi instantáneo. En estas condiciones se producen grandísimas variaciones de presión y violentas vibraciones en la masa del gas, que son propias de la *detonación* y se ponen en evidencia por el

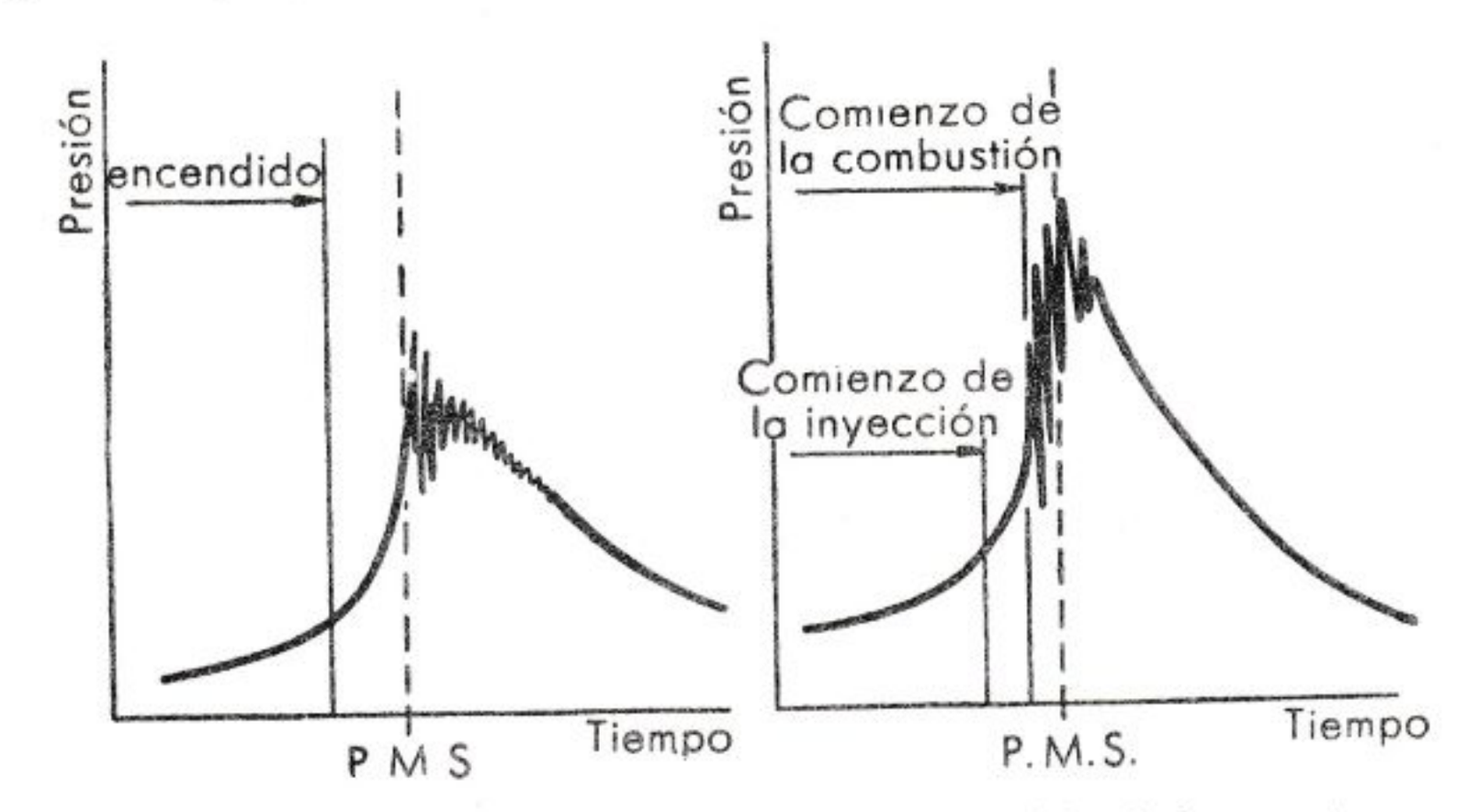


FIG. 393. — Diferencia en los diagramas de presión de los motores de EB y EC en el caso de detonación.

llamado *picado*. El fenómeno es similar al del motor de E.B., pero mientras que en éste la detonación tiene lugar al final de la combustión, en el motor de E.C. ocurre al comienzo (fig. 393). En el motor de E.B. detona la parte de carga que quema al final mientras que en el motor de E.C. detona la parte de carga que se quema al principio. Para reducir la tendencia a la detonación es, por tanto, necesario que la combustión se inicie lo antes posible después de comenzada la inyección; en otras palabras, es necesario reducir el retardo al encendido para impedir que se acumule en la cámara una cantidad demasiado grande de combustible antes de que se inicie la combustión de la primera gotita.

El retraso del encendido depende de la composición del combustible. Así, por ejemplo, los gasoils de cracking producen un retraso mayor de aquellos que se obtienen por destilación fraccionada. El *número de cetano* nos da la medida del retraso: éste es tanto menor cuanto mayor es el número de cetano. El retraso al encendido puede ser reducido introduciendo en el gasoil pequeñas cantidades de aditivos como el nitrato de etilo u otros compuestos.

XXIV. 3. Variables que influyen el retraso al encendido

Hemos dicho anteriormente la importancia que tiene el reducir el retraso al encendido para el buen funcionamiento del motor y que uno de los medios disponibles es el de elevar el número de cetano del combustible.

Hay también otras variables que pueden influir sobre el retraso al encendido y, por tanto, sobre el trabajo del motor. Estas variables son: el grado de pulverización del combustible, la turbulencia del aire, la relación de compresión, la temperatura del aire a la entrada y la temperatura del fluido de refrigeración.

1) *Efecto de la pulverización.*

Por medio de la *pulverización* se forman un gran número de gotas de distintas dimensiones: sus diámetros van desde un mínimo próximo a cero hasta un límite superior que depende, para cada combustible, de la presión de inyección y del diámetro del orificio del inyector.

Las condiciones óptimas de pulverización son las de mínimo diámetro de las gotas y máximo número de gotas de diámetro mínimo. La primera condición, al reducir el **retraso al encendido** (el aumento de temperatura en el tiempo es inversamente proporcional al diámetro de las gotas), mejora la combustión local y facilita el arranque en los motores rápidos; la segunda, o sea la uniformidad de la mezcla aire-combustible, regulariza la combustión en su conjunto.

Pero como la pulverización no debe de ser con mengua de la **penetración** del chorro y la penetración es proporcional al diámetro de las gotas, aparece clara la necesidad de conciliar las dos exigencias. Una fuerte pulverización reduce el retraso al encendido y suministra una combustión más completa, pero puede aprovechar mal la carga de aire por mala distribución del chorro.

2) *Efecto de la turbulencia del aire.*

El grado de turbulencia del aire en la cámara de combustión tiene un efecto decisivo sobre el retraso al encendido. Al aumentar la velocidad del motor, aumenta la turbulencia, pero el aumento de la turbulencia hace crecer la pérdida de calor a través de las paredes de la cámara de combustión y como consecuencia la temperatura desciende. Si fuese posible aumentar simultáneamente la turbulencia con la temperatura en el cilindro y, por tanto, también la presión, se obtendría una mayor reducción del retraso al encendido.

3) *Efecto de la relación de compresión.*

Para un determinado tipo de combustible el aumento de la relación de compresión reduce el retraso al encendido porque baja la temperatura mínima de autoencendido (curva *a* de la fig. 394).

Este hecho parece ser una consecuencia del aumento de la densidad de aire comprimido, ya que por el contacto más directo entre las moléculas, se acelera la reacción de combustión. En la figura aparece claro que la temperatura del aire en el cilindro aumenta con la relación de compresión. Se ha observado que el retraso disminuye cuando la diferencia entre la temperatura del aire en el cilindro y la temperatura mínima de autoencendido aumenta. La figura muestra que al aumentar la relación de compresión aumenta la diferencia entre estas dos temperaturas y como consecuencia disminuye el retraso al encendido.

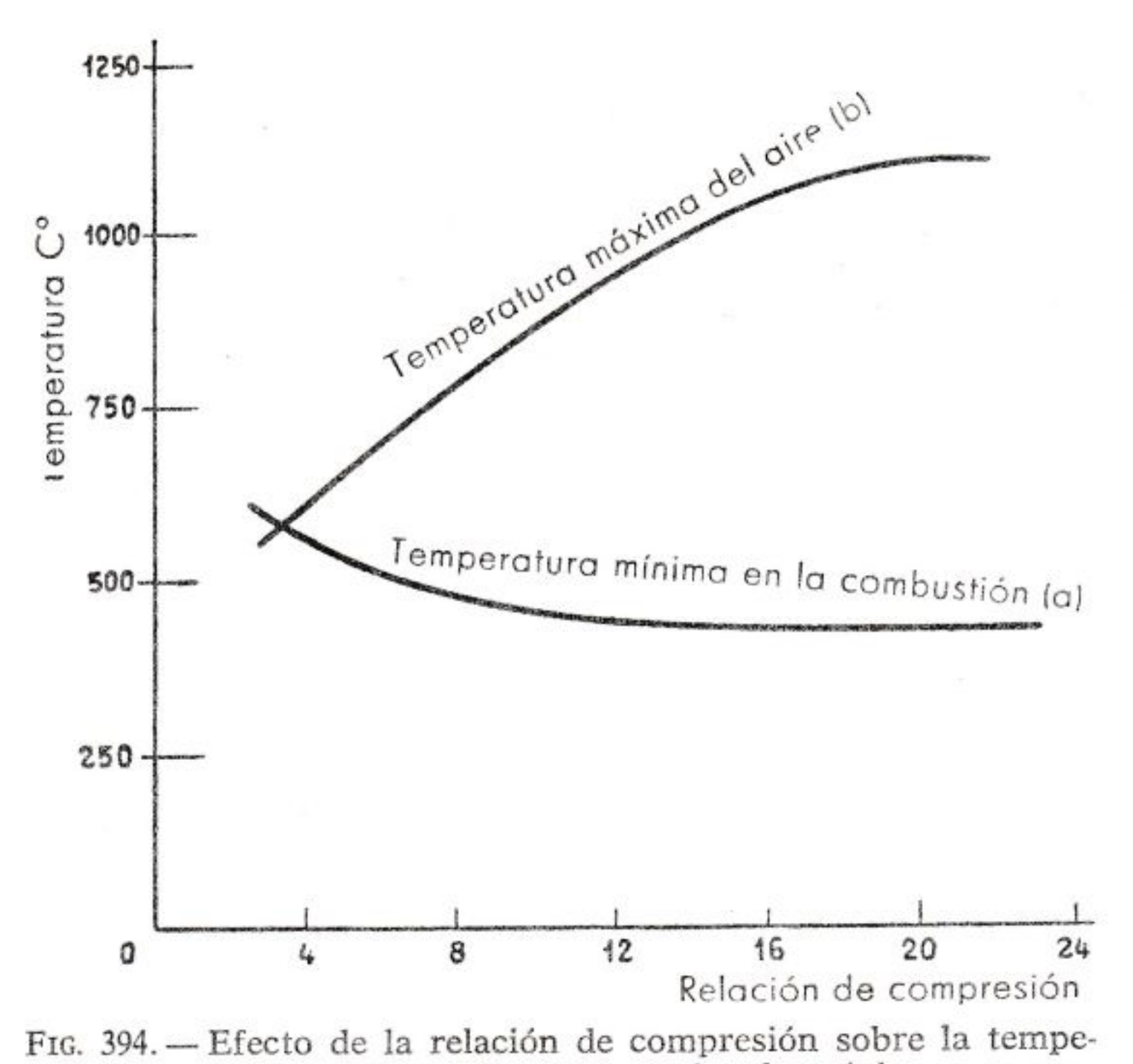


FIG. 394. — Efecto de la relación de compresión sobre la temperatura mínima para la combustión y sobre la máxima temperatura del aire en el cilindro.

4) *Efecto de la temperatura del aire a la entrada.*

Si la temperatura del aire a la entrada aumenta, también aumenta la del aire en el cilindro y el retraso decrece. En efecto, cuando aumenta la temperatura del aire a la entrada, la curva *b* de la figura se eleva y por tanto, aumenta la diferencia de temperatura entre las curvas *a* y *b;* consiguientemente el retraso al encendido disminuye.

5) *Efecto de la temperatura del fluido de refrigeración.*

El retraso al encendido disminuye al aumentar la temperatura del fluido de refrigeración. Como se reduce la sustracción de calor a la cámara de combustión, la temperatura del aire en el cilindro resulta

más elevada. Sea como fuere, elevándose la temperatura del aire en el cilindro se acentúa la diferencia de temperaturas de la figura 394 resultando una reducción del retraso al encendido.

XXIV. 4. Consideraciones sobre el funcionamiento de los motores Diesel

Al comparar la combustión normal del motor de E.B. con la del motor Diesel, se pueden hacer interesantes consideraciones.

Mientras que en el motor de E.B., para evitar la detonación, se procura que en ninguna parte de la carga tenga lugar el encendido por compresión, en el motor Diesel, por el contrario, se trata de provocarla lo más pronto posible, para evitar que durante el período de retraso se verifiquen las condiciones favorables para la detonación. Muchos de los métodos para reducir la detonación son por ello completamente opuestos para los dos tipos de motores.

Mientras que en el motor de E.B. el aumento de la relación de compresión aproxima el peligro de la detonación o bien aumenta su entidad, en el motor Diesel la reduce, porque aumentando la temperatura final de compresión, disminuye el retraso al encendido. El aumento de la relación de compresión requiere para los carburantes un aumento del número de octano, mientras que en el gasoil y los petróleos permite un descenso del número de cetano.

En la práctica las relaciones de compresión para motores Diesel no son inferiores a $14 \div 16$ al objeto de asegurar un satisfactorio arranque, aunque en realidad no se obtiene una ganancia apreciable de rendimiento superando la relación de compresión de 12.

La relación óptima, tanto para el Diesel como para el motor de E.B. depende del tipo de combustible usado y de las características del proyecto de la cámara de combustión.

Los constructores tienden a elevar la relación de compresión en los motores de E.B. y reducirla en los motores de E.C. en los límites que consiente el combustible; algunas veces en los motores de E.B., para lograr resultados excepcionales se acepta también el coste elevado de los combustibles de altísimo número de octano y en tal caso se alcanzan relaciones de compresión muy elevadas.

Por lo que respecta a la variación de carga del motor es importante recordar que mientras en el de E.B. las condiciones más favorables para una buena combustión se realizan con mezclas más bien ricas, en el motor Diesel es siempre necesario un notable exceso de aire para compensar las malas condiciones de la mezcla. Como la combustión es dentro de ciertos límites, tanto mejor cuanto mayor es el exceso de aire carburante, no es necesario en el Diesel regular la entrada de aire al variar el régimen y la carga; por tanto, **la variación de la carga se hace**

sólo sobre el combustible. Se tiene así la ventaja que a las cargas bajas, disminuyendo la resistencia a la entrada del aire por la falta de la mariposa, aumenta el rendimiento por disminución de las pérdidas por bombeo. El motor suministra, por tanto, para cada regulación, un par casi constante al variar el número de revoluciones. El funcionamiento es por ello inestable, por lo que es necesaria la aplicación de un regulador (casi siempre centrífugo) que impida alcanzar regímenes de funcionamientos irregulares o peligrosos para la resistencia del motor.

XXIV. 5. Cámaras de combustión y sus características principales

En el cilindro del motor de E.C. se comprime solamente aire; el combustible se inyecta en un período de tiempo correspondiente a la rotación del eje de cigüeñales de un ángulo variable entre 20 y 35°. En este pequeño período de tiempo el aire y el combustible deben ser íntimamente mezclados: la cámara de combustión debe, por tanto, estar diseñada para lograr que esta mezcla se realice.

Existen actualmente muchos y diferentes tipos de cámaras de combustión que pueden ser agrupadas en dos grandes categorías según que la introducción del combustible tenga lugar *directamente en el cilindro* o bien en una *cámara separada.*

Las cámaras de *inyección directa* son llamadas por los ingleses cámaras abiertas o bien «no turbulentas», para distinguirlas de aquellas que pueden definirse como *cámaras separadas* o bien de *turbulencia.* En las cámaras de inyección directa el grado de turbulencia creado por la forma de la cámara es relativamente bajo. La mezcla se facilita sobre todo por una pulverización muy acentuada del combustible a través de toberas muy pequeñas y con elevada presión. La gran pulverización permite obtener el necesario contacto entre las partículas de combustible y el aire.

En la cámara separada o de turbulencia, los inyectores son en general con una sola tobera y la presión de inyección del combustible es considerablemente más baja. El diseño de la cámara está, por tanto, hecho para producir una altísima turbulencia del aire de forma que quede asegurada la mezcla del combustible.

A propósito de la turbulencia deben considerarse algunas particularidades. El aire en la cámara a elevada velocidad arrastra y reduce la capa laminar de gas adherente a la pared. Como esta capa tiene un efecto aislante, su eliminación origina una elevada transmisión de calor entre el gas en combustión y las paredes de la cámara y por ello la temperatura en el interior desciende. Este hecho no es favorable al arranque del motor, momento en que es necesario que la temperatura de compresión sea lo más alta posible para encender la mezcla aire-combustible.

Otro factor que influye sobre la transmisión del calor a las paredes

del cilindro es la relación entre la superficie y el volumen de la cámara de combustión. Cuanto mayor es la superficie S a igualdad de volumen V, tanto más son refrigerados los gases y más grande es la cantidad de calor transmitida al fluido de refrigeración. Por ello la relaciónS/V puede ser tomada como índice de la refrigeración de la cámara de combustión.

Si se comparan dos motores de distinto diámetro, pero igual relación carrera/diámetro e igual relación de compresión, se encuentra que el cilindro de menor diámetro tiene una relación S/V mayor, es decir, tiende a transmitir a las paredes una cantidad de calor mayor y, por tanto, a ser más frío. Por este hecho los motores de pequeño diámetro que tienen una relación S/V elevada son más difíciles de arrancar. En los motores de cámara separada el inconveniente está acentuado: al objeto de superar esta dificultad a menudo se usan especiales dispositivos para elevar la temperatura del aire en la cámara de combustión en el momento del arranque. Uno de ellos es la bujía de arranque, que consiste en una resistencia eléctrica dispuesta en la cámara de combustión que se calienta con la corriente de una batería. La bujía se pone en función durante $30 \div 60$ segundos, antes de iniciarse el arranque del motor y se apaga en cuanto el motor está en marcha.

Otro sistema es el de retrasar la apertura de la válvula de aspiración y reducir la alzada durante el período de arranque. Como la sección de paso es pequeña el aire pasa a elevada velocidad; cuando decelera al desembocar en el cilindro su energía cinética se convierte en calor y de esta forma eleva la temperatura en la cámara.

Las cámaras de combustión usadas en los motores de E.C. son numerosas; cada una tiene sus particulares características, sus ventajas y sus inconvenientes, por lo que pueden dar buenos resultados en un campo de aplicación y malos en algún otro. Para cada tipo de motor es necesario elegir el tipo de cámara de combustión más apto a la aplicación prevista.

XXIV. 6. Cámara de combustión de inyección directa

La figura 395 muestra los esquemas de algunas cámaras de combustión directa de grandes motores lentos. El combustible se inyecta directamente en la parte superior del cilindro que funciona como cámara de combustión: el pistón es plano o con ligero perfil. Como no se actúa sobre la turbulencia para obtener la mezcla del aire con el combustible, las pérdidas de calor, a través de las paredes de la cámara, son relativamente bajas y el arranque resulta fácil.

Para obtener una buena penetración y dispersión de las gotitas de combustible es necesaria una alta presión de inyección y un inyector de varias toberas. Estos tipos de cámaras sólo son aptas para motores

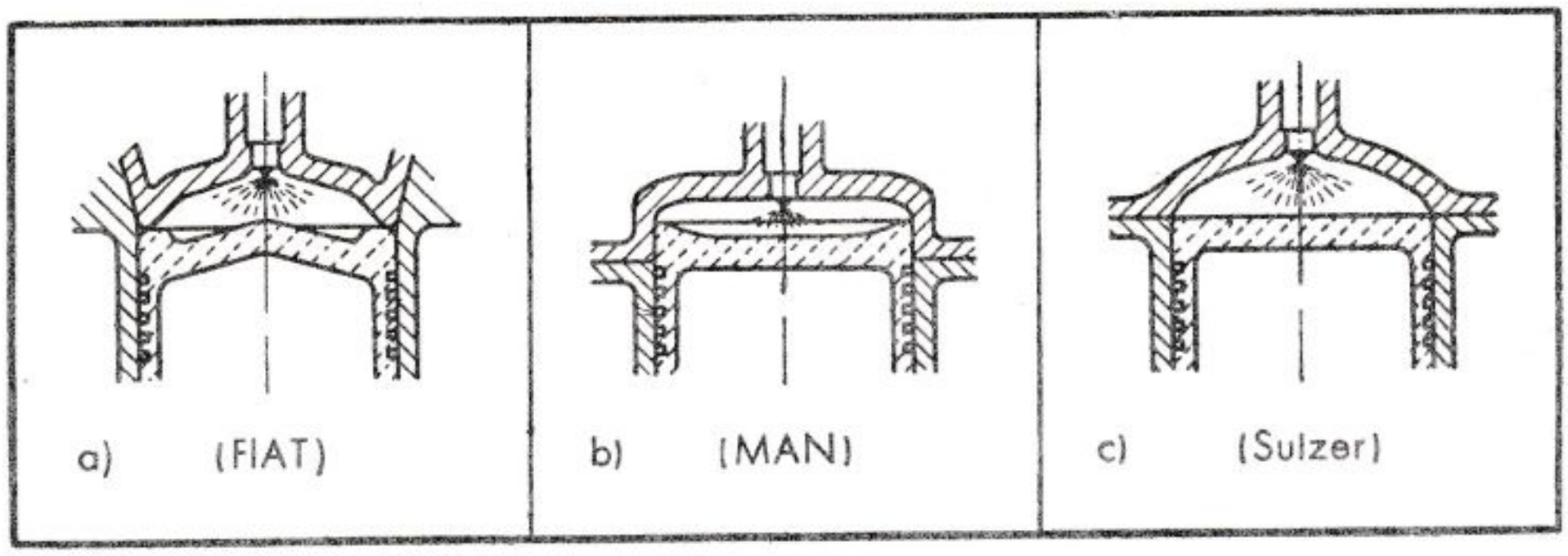


FIG. 395. — Cámaras de inyección directa para motores Diesel lentos de 2 tiempos.

lentos en los cuales la inyección transcurre en un período de tiempo más bien largo y, por tanto, el retraso al encendido se hace sentir en menor medida; por ello pueden usarse combustibles de poco valor con un retraso al encendido más largo.

En los motores rápidos es necesario reducir el tiempo de la inyección y por ello darle al aire un movimiento vertiginoso bien determina-

FIG. 396.
Válvula de aspiración con deflector.

do. Éste se produce por la corriente de aire que llega del conducto de aspiración conducida tangencialmente al cilindro por medio de un deflector montado en la válvula (fig. 396) o con una forma especial del conducto. La turbulencia es aumentada después en la cavidad labrada en el pistón que forma la cámara de combustión.

Para distribuir bien el combustible y al mismo tiempo para impedir que las gotas demasiado grandes, todavía sin quemar, lleguen a deposi-

tarse sobre las paredes relativamente cercanas, el líquido se subdivide en varios pequeños chorros con adecuada penetración; el inyector lleva por ella varias toberas que son necesariamente de pequeño diámetro (en los motores de automóvil pueden alcanzar el valor mínimo de 0, 15 mm). La construcción de los inyectores es por ello muy delicada. Las toberas muy pequeñas se obturan también por la formación de depósitos carbonosos o lacas.

La dificultad es tanto mayor cuanto menor es la cantidad de líquido inyectado y, por tanto, cuanto menor es el volumen del cilindro. Ésta es la principal razón por la que normalmente (para diámetros de cilindros inferiores a 90 mm) se adoptan cámaras separadas de turbulencia.

También con el uso de inyectores de varias toberas es difícil, especialmente bajos regímenes y fuertes cargas, aprovechar bien la carga y es necesario recurrir a un notable exceso de aire (con merma también de la potencia específica, pero no del consumo específico que se mantiene bajo porque el rendimiento térmico permanece elevado), y a una suficiente turbulencia.

Los modernos motores de 4 tiempos tienen, en su mayoría, la cámara labrada en el cielo del pistón; sólo algunos la tienen enteramente en la culata; de éstos, están bastante difundidos los dos indicados con las letras (*e*) y (*g*) de la figura 397.

Un tipo práctico de cámara de inyección directa es el realizado por Junker sobre un motor de dos tiempos de pistones opuestos (fig. 397 *f*), en el cual se obtiene la turbulencia haciendo entrar el aire tangencialmente a las paredes del cilindro con una adecuada inclinación de las lumbreras.

La cámara de combustión tiene forma discoidal, pero como las variaciones de volumen están originadas por dos pistones, su altura es bastante grande y bien proporcionada al diámetro; la gran turbulencia así como la forma de la cámara respecto a las posiciones de los inyectores permiten el uso de toberas bastante grandes. Pero teniendo en cuenta que para lograr el funcionamiento simultáneo de los dos pistones opuestos es necesario adoptar dos sistemas completos de biela-manivela acoplados por una serie de ruedas dentadas, o bien adoptar bielas de tracción (fig. 398). Se ve que estas ventajas se realizan a costa de notables complicaciones constructivas.

Han sido óptimos los resultados recientemente obtenidos por la Casa Man con un tipo de cámara de inyección directa, con inyectores de dos toberas, indicada en la figura 397 *c*. Esta cámara es casi esférica; el inyector dirige el chorro en la misma dirección del movimiento del aire y no en sentido contrario como es generalmente para los otros tipos. El combustible se deposita sobre la superficie de la cámara bajo forma de una película muy sutil (aproximadamente 15 milésimas de milímetro) y a medida que se vaporiza es arrastrado por el aire que posee un movimiento vertiginoso rotativo producido por el adelanto del pistón y por un deflector situado en la válvula de aspiración. Se quema, por tanto, de una forma gradual y regular como resultado de ser más silencioso el motor. El arranque es suficientemente fácil y el consumo se mantiene bajo gracias también a las altas temperaturas alcanzables en la cámara. Para evitar temperaturas excesivas del pistón se envía un fuerte chorro de aceite de refrigeración contra la pared inferior de la cámara.

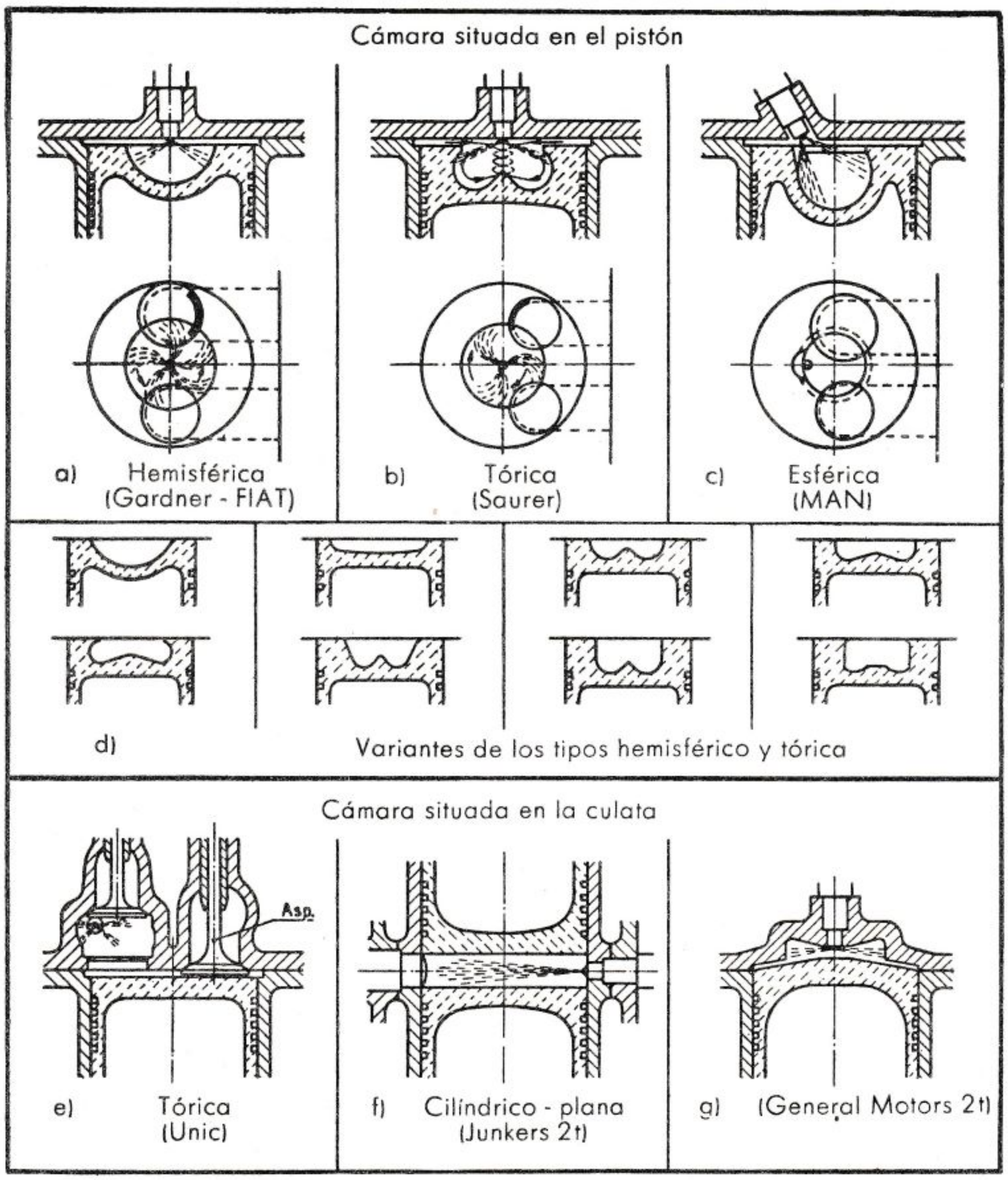


FIG. 397. — Cámaras de inyección directa.

El consumo específico de combustible que se obtiene con las cámaras de inyección directa está normalmente comprendido entre 160 y 190 g/CV h, que corresponde a los mejores resultados que se pueden obtener en motores de E.C. de 4 tiempos no sobrealimentados. La combustión en la cámara de inyección directa está caracterizada por elevados valores de gradiente de presión y de la sensibilidad al grado de adelanto, que varía fuertemente con el número de revoluciones y con la carga del motor. Como puntos críticos tenemos la elevada temperatura

del pistón y cierta delicadeza de funcionamiento del inyector. Por esta y otras razones, muchos constructores de autovehículos prefieren adoptar otros tipos de cámaras a pesar de que el diámetro del cilindro es suficientemente elevado para permitir la inyección directa: la disminución de aquellos inconvenientes se obtiene, sin embargo, a costa de un mayor consumo específico.

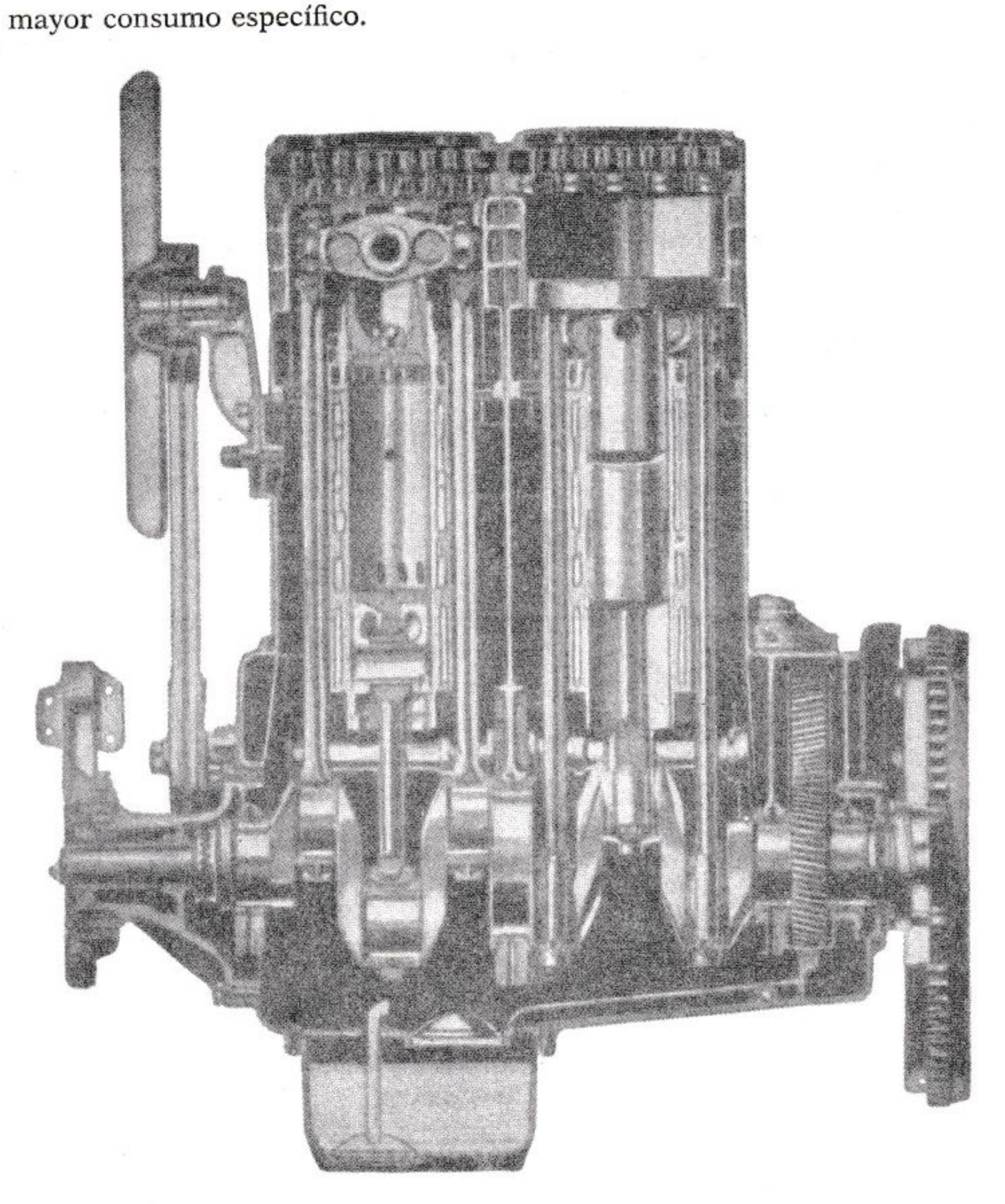


FIG. 398. — Motor Diesel rápido de 2 tiempos y 2 cilindros tipo Junkers para camión Lancia RO. Diámetro, 90 mm; carrera superior, 100 mm; carrera inferior, 150 mm; cilindrada, 3.180 cm³; potencia, 64 CV a 1.500 r.p.m.

XXIV. 7. Cámara de precombustión o antecámara; antecámara de elevada turbulencia

En los motores de antecámara el espacio en el cual tiene lugar la combustión está formado por dos cámaras de las cuales una, *la principal*, está comprendida entre el pistón y la culata, y la otra, llamada *cámara de precombustión* o *antecámara*, está en general toda ella comprendida en la culata. Las dos cámaras comunican entre sí por medio de algunos

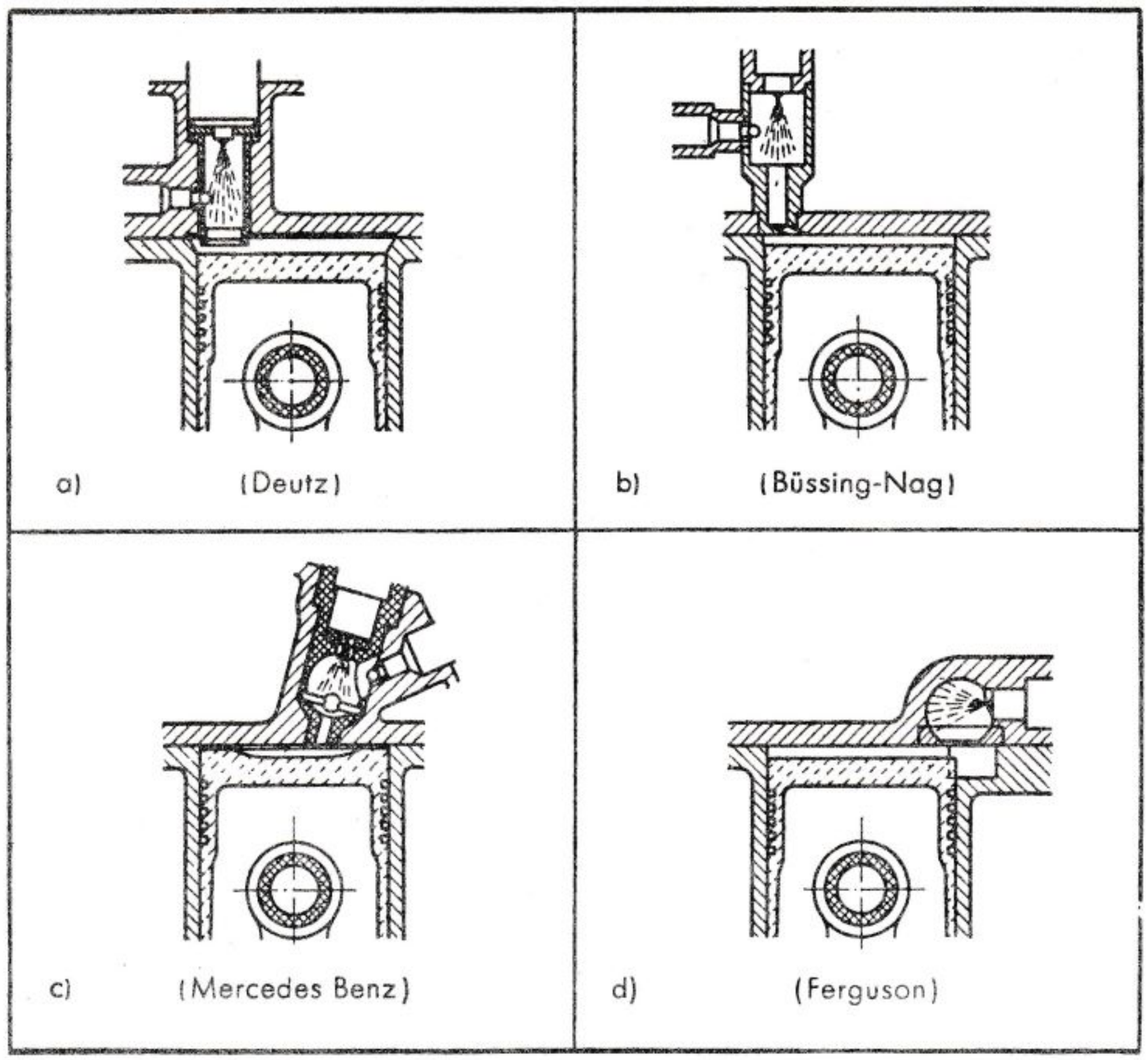


FIG. 399. — Antecámaras.

orificios de sección relativamente pequeña (fig. 399). El volumen de la cámara de precombustión puede variar de 0,3 a 0,7 del volumen total.

El combustible es inyectado hacia el final de la carrera de compresión por un *inyector de tobera única dispuesto en la antecámara* y dirigido hacia el desemboque de ésta en la cámara de cilindros.

Una parte del combustible se quema en la antecámara provocando un aumento de presión; por efecto de esta presión el combustible que

todavía no se ha quemado es proyectado en la cámara principal donde encuentra el aire necesario para completar su combustión. La antecámara constituye así una especie de segundo sistema de inyección, el cual es regulado únicamente por la primera combustión desarrollada.

De estas consideraciones se pueden sacar algunas interesantes deducciones. Desde el punto de vista del desarrollo de la combustión la sección de los orificios de comunicación entre las dos cámaras resulta óptima sólo para un número de revoluciones de valor medio; a baja velocidad y en las aceleraciones con carga, la combustión se desenvuelve mucho más rápidamente en relación a los ángulos de rotación de la manivela, mejorando el rendimiento térmico, pero también con aumento del ruido y de la rudeza de funcionamiento, mientras que a elevado nú-

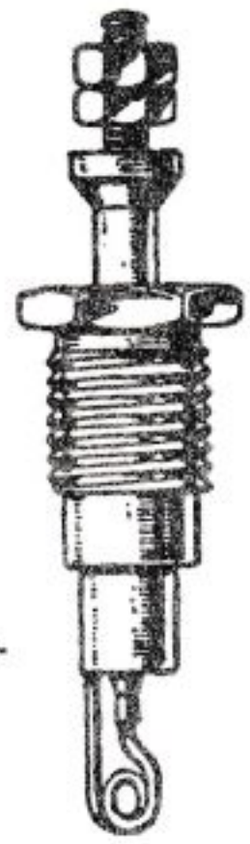


FIG. 400.
Bujía de incandescencia.

mero de revoluciones se tiene, por el contrario, una prolongada combustión, con disminución del rendimiento térmico, pero también con mayor suavidad de funcionamiento.

En todo caso, las presiones máximas sobre el pistón son más bajas que las que se obtienen en la cámara de inyección directa ($55 \div 65$ kg/cm^2 contra $70 \div 80$ kg/cm^2), razón por la cual los órganos del motor están menos solicitados y el funcionamiento es a menudo menos rudo y ruidoso. Otra ventaja es la posibilidad de usar inyectores de tobera única alimentados por una presión relativamente baja ($80 \div 100$ kg/cm^2) y dispuestos en una zona térmicamente bien controlada.

Como la relación S/V es más bien alta, existen dificultades de arranque en frío para todos los motores Diesel rápidos que no son de inyección directa.

Igualmente la escasa pulverización propia de los inyectores de tobera única contribuye a hacer difícil el arranque. Para obviar este inconveniente, en la antecámara se dispone generalmente una pequeña resisten-

cia eléctrica, llamada *bujía de incandescencia* (fig. 400) que en el momento del arranque calienta el ambiente interno.

Otras antecámaras importantes son las de *elevada turbulencia* (figura 401); difieren de las anteriores esencialmente en el canal de comunicación entre cámara y cilindro, que siendo tangencial a la antecámara, provoca un enérgico movimiento giratorio de turbulencia.

La sección del canal es relativamente grande, en forma de originar un freno al valor de las presiones máximas durante la combustión, pero no una excesiva resistencia en la fase de compresión.

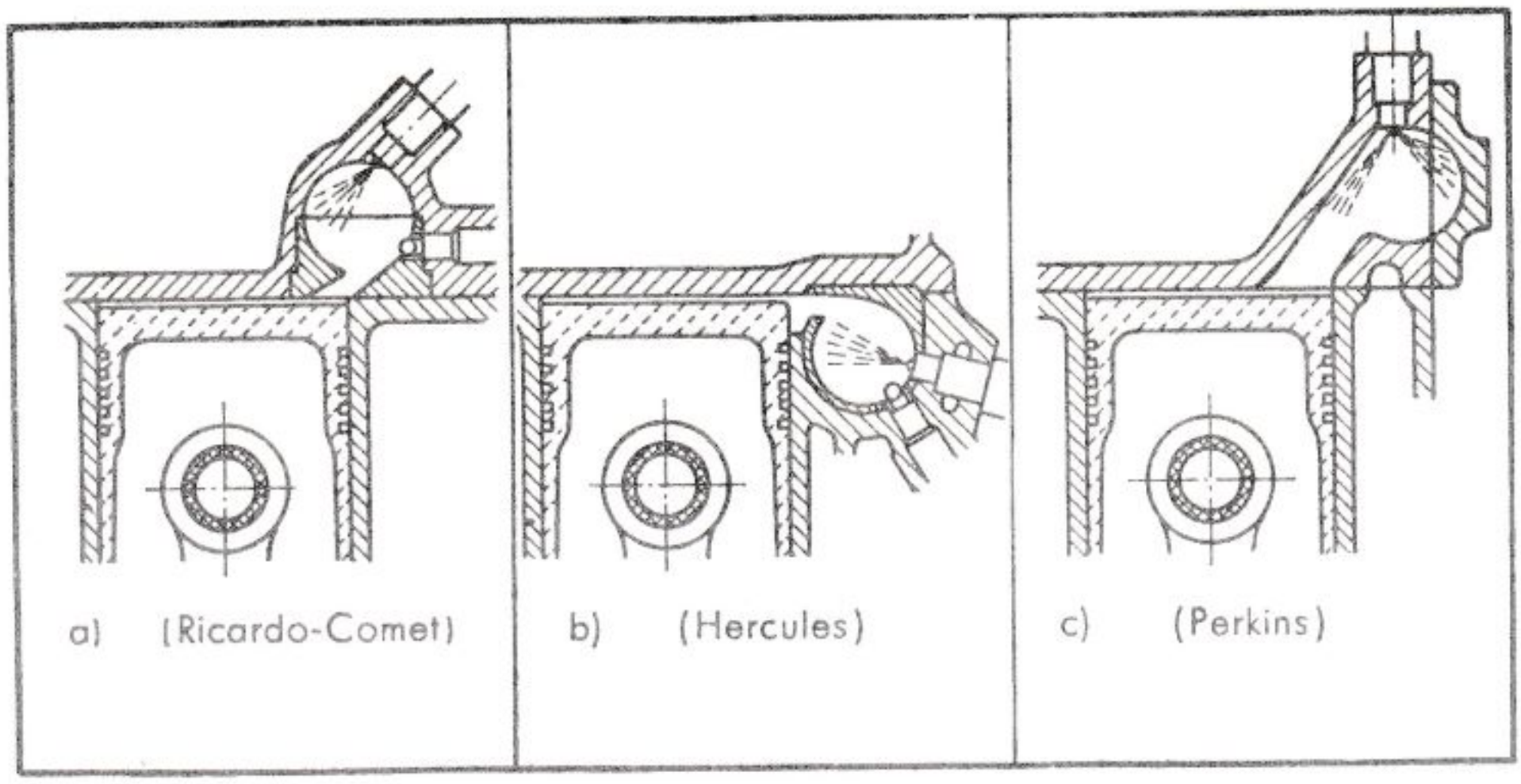


FIG. 401. — Antecámaras de elevada turbulencia.

Gracias a la fuerte turbulencia es posible el uso de inyectores de tobera única: en tal caso y como la turbulencia disiminuye con el número de revoluciones, el comportamiento de la cámara empeora a regímenes bajos y fuertes cargas.

La clásica cámara de turbulencia es la ideada por Ricardo y llamada por él mismo «Comet» (fig. 401 *a*); es de forma más bien esférica y comunica con el cilindro por medio de un canal a ella tangente. Para facilitar el arranque puede ser montada sobre el inyector una tobera adicional orientada hacia el cuello de entrada (inyector Pintaux).

La cámara ilustrada en la figura 401 *b*, adoptada por la Hércules, difiere del tipo Ricardo en que la cámara esférica está colocada en el cuerpo del cilindro, en lugar de la culata. La presión del conducto de comunicación con el cilindro es parcializada en el último trecho de la carrera del pistón; este artificio sirve para mantener una buena velocidad del aire a su ingreso en la cámara y, por tanto, una buena turbulencia, cuando el pistón alcanza las proximidades del P.M.S. Otra ventaja de esta cámara está en el hecho de que la culata resulta notable-

mente simplificada, la colocación de las válvulas es más cimple y más fácil su refrigeración. Para el arranque en frío es necesario el calentamiento previo del bulbo esférico por medio de una bujía de incandescencia.

El consumo específico que se obtiene con las antecámaras gira alrededor de 200÷240 g/CV h. Este consumo, bastante más elevado que el de los motores de inyección directa, es una de las razones que han inducido a muchos constructores a abandonar el sistema de antecámara.

XXIV. 8. Cámara de acumulación

También en este caso el espacio destinado a la combustión está comprendido entre las dos cámaras (fig. 402); una, la *cámara principal,* está situada parte en la culata y parte en el cilindro (mas raramente en el pistón), la otra en la culata y se llama *cámara de acumulación de aire.* La comunicación entre las dos cámaras se obtiene en general por medio de un pequeño conducto de forma cuidadosamente estudiada.

En algunos tipos, ahora superados, en la cámara de acumulación de aire, por su disposición particular (ver fig. 402 *b*) respecto a la cámara principal y a la posición del inyector, no penetra combustible; de este modo, iniciada la combustión, el aire acumulado en la cámara durante la fase de compresión sale durante la fase de expansión embistiendo al chorro del inyector, aportando así aire nuevo. Para que esto pueda ocurrir es necesario que la presión en la cámara de aire sea más elevada que en el cilindro y que la inyección sea prolongada durante la fase de trabajo, pero consiguientemente desciende el rendimento térmico. Ha sido remediado disponiendo el inyector en la cámara principal enfrente de la salida de la cámara de aire (fig. 402 *c*) y dirigiendo el chorro de modo que parte del mismo penetre en la cámara de acumulación. Ésta funciona parcialmente como una antecámara.

Con respecto a la relación entre la cantidad de combustible que penetra en la cámara de aire y la inyectada en la cámara principal, el funcionamiento del motor tiende a tener las características del de antecámara y del de inyección directa. El consumo específico de combustible gira alrededor de 190÷200 g/CV h.

El tipo más reciente de cámara de acumulación de aire está representado en la figura 402 *d*. Pero incluso éste ha sido abandonado y sustituido con una cámara de inyección directa.

La ventaja principal de la cámara de acumulación debería ser la progresividad de la combustión, debida a un gradiente de presión no elevado y bajas presiones máximas del ciclo (del orden de 50 kg/cm^2), con regularidad y funcionamiento silencioso. Es posible el empleo de inyectores de tobera única y por ello de diámetro relativamente grande.

Para el arranque se puede aislar, con un dispositivo adecuado, parte

de la cámara, reduciendo así el volumen para aumentar temporáneamente la relación de compresión y por ello la temperatura del aire.

Los principales inconvenientes son el consumo específico mayor que el de los otros tipos de cámara y la dificutad de arranque. Las aplicaciones resultan cada día más raras.

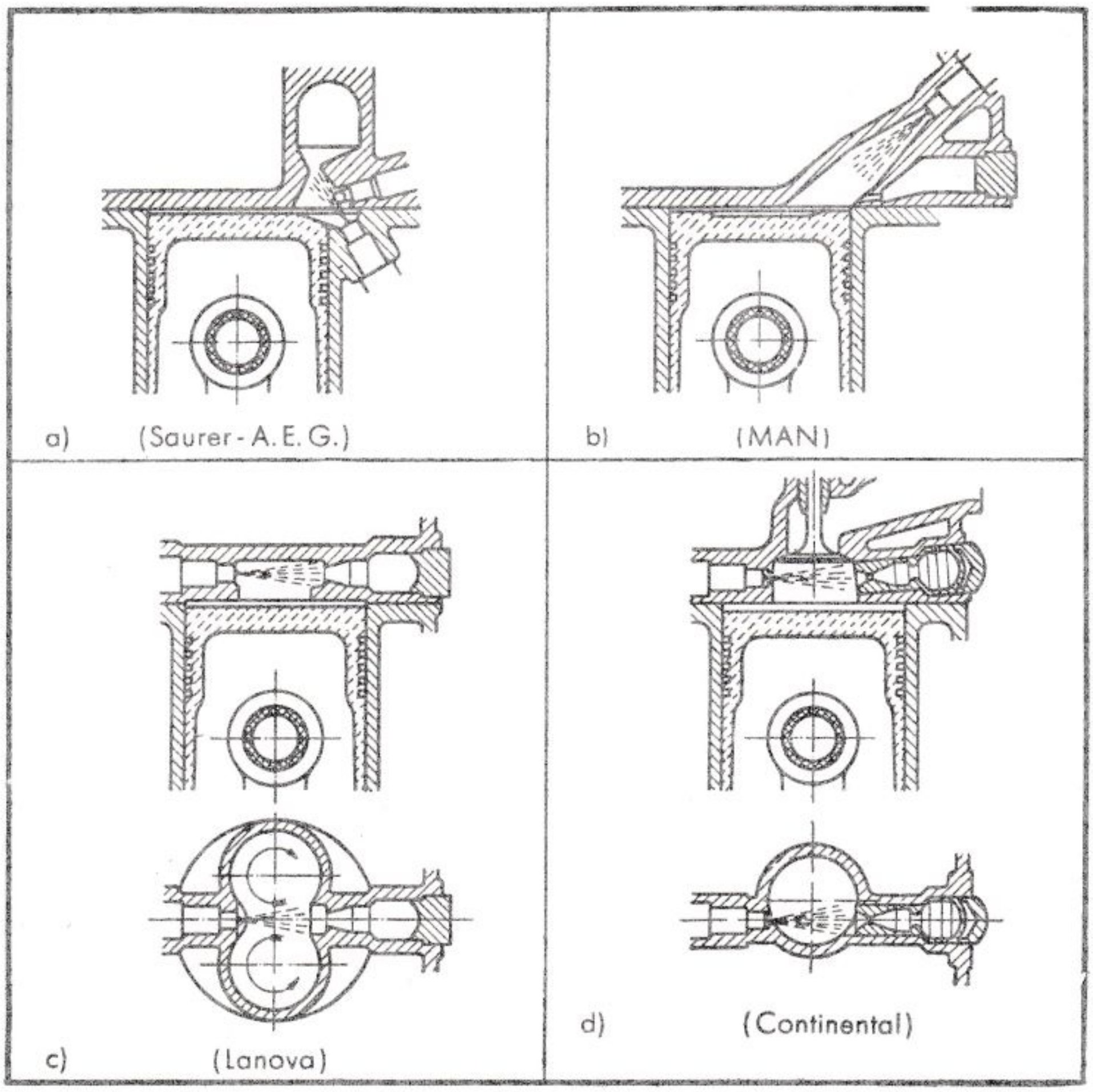


FIG. 402. — Cámaras de acumulación de aire.

XXIV. 9. Comparación entre los diversos tipos de cámara

Después de todo lo que se ha dicho con referencia a las características funcionales, podemos hacer un resumen comparativo.

Constructivamente, la cámara de inyección directa es la más simple y, por tanto, la menos costosa. Una mirada a las figuras que se han mencionado es suficiente para explicar las razones; la culata es simple, uni-

formemente refrigerada y no necesita partes de materiales especiales como sucede en los otros tipos. No existen dificultades para el arranque en frío aparte de las normales que son características de los motores de E.C. Los inconvenientes relativos a los inyectores van disminuyendo con el aumento de la cilindrada, porque aumenta el diámetro de las toberas y disminuye, por tanto, la posibilidad de obstrucción.

Se puede decir, por tanto, que en líneas generales la inyección directa es siempre preferible cuando las dimensiones del motor son tales que permiten el uso de inyectores con toberas de sección bastante grande para eliminar los peligros de obturación.

Los diversos tipos de cámara de inyección directa son aproximadamente equivalentes; las cámaras de *acumulación* y las *antecámaras de elevada turbulencia* son más aptas para los motores pequeños y rápidos.

El defecto común de ellas es, como hemos visto, el de necesitar culatas más bien complicadas; esto es evidente sobre todo cuando, para asegurar la buena combustión del gasoil inyectado con una escasa pulverización, es necesario crear zonas no refrigeradas que deben construirse con materiales especiales aptos para resistir las elevadas solicitaciones térmicas.

En las antecámaras es necesario, además, disponer bujías de incandescencia para el arranque: esto representa una complicación constructiva y un aumento del coste.

Las principales ventajas de las cámaras de acumulación y de las antecámaras en comparación con las cámaras de inyección directa son, por el contrario:

1.° Menores presiones máximas y por ello menor rudeza de funcionamiento.

2.° Menores presiones de inyección.

3.° Utilización de inyectores de tobera única.

4.° Posibilidad de alcanzar regímenes de rotación más elevados y, por tanto, potencias específicas superiores.

En forma muy sucinta la comparación entre el sistema de inyección directa y los otros sistemas de inyección está representado en el siguiente cuadro:

	Características	*Inyección directa*	*Inyección indirecta*
1)	Potencia específica	menor	mayor
2)	Consumo específico	menor	mayor
3)	Presión máxima sobre el pistón	mayor	menor
4)	Arranque	mejor	peor
5)	Simplicidad constructiva	mayor	menor
6)	Restricciones de proyectos debidas a patentes	pocas	muchas

En resumen, las ventajas del menor consumo específico, de la mayor simplicidad constructiva y del más fácil arranque han orientado gradualmente a los constructores hacia los motores de inyección directa, hasta el punto de que hoy en día pueden considerarse como excepciones, llamadas a desaparecer, los motores con antecámara.

CAPÍTULO XXV

INYECCIÓN Y REGULACIÓN

XXV. 1. Funciones y requisitos del aparato de inyección

El aparato de inyección tiene como función introducir el combustible en el cilindro en las condiciones necesarias para lograr una combustión lo más regular y eficaz para el desarrollo del ciclo.

Por ello debe de satisfacer las siguientes condiciones:

1.º Suministrar a cada cilindro y para cada ciclo la cantidad de combustible necesaria a la carga y a la velocidad del motor. *(Dosificación del combustible.)*

2.º Introducir el combustible en el instante justo. *(Regulación.)*

Cuando la inyección está demasiado adelantada respecto al P.M.S., la presión y la temperatura del aire en la cámara de combustión no son todavía suficientes para determinar el encendido. Cuando la inyección se retrasa, una parte del combustible se quema durante la carrera de expansión con detrimento del área del ciclo y, por tanto, de la potencia desarrollada y del consumo. Tanto en uno como en otro caso tienen lugar humos en el escape y un excesivo calentamiento del motor.

3.º Graduar la introducción del combustible. Para un regular desarrollo de la combustión, cada motor necesita un particular *gradiente de inyección.*

Un elevado gradiente de inyección significa elevada cantidad de combustible inyectada en la unidad de tiempo.

A igualdad de cantidad total a inyectar, si el gradiente de inyección es demasiado elevado hay un efecto similar al de un excesivo adelanto; cuando el gradiente de inyección es demasiado bajo el efecto es comparable al de un excesivo retraso a la inyección.

4.º Subdividir el combustible en pequeñísimas gotas del modo más uniforme posible. *(Pulverización.)*

Una buena pulverización facilita el encendido.

5.º Comunicar a las gotitas del chorro la energía cinética suficiente para que puedan penetrar en la masa de aire comprimido. *(Penetración del chorro.)*

La penetración depende de las características del sistema de inyección y de la turbulencia y presión del aire en la cámara de combustión.

Como la penetración es menor cuanto mayor es la pulverización, es necesario encontrar para cada motor el justo equilibrio.

6.º Difundir lo más uniformemente posible las partículas de combustible en el aire de la cámara de modo que cada una de ellas tenga la posibilidad de reaccionar con el oxígeno necesario para la combustión. En la cámara no deben de quedar zonas de aire no utilizado. *(Difusión.)*

Se puede alcanzar una idea de las dificultades para obtener una dosificación justa y una buena pulverización considerando los valores correspondientes a los volúmenes de combustible a inyectar en cada ciclo y en cada cilindro. Estos volúmenes son de 9 mm^3 (al régimen mínimo) a 30 mm^3 (en la curva de plena potencia) para los motores más pequeños, es decir, con cilindradas unitarias aproximadamente de 0,5 litros, de 20 a 90 mm^3 para los motores de vehículos industriales medios con cilindrada unitaria aproximadamente de 1,5 litros y de 49 a 280 mm^3 para motores ferroviarios con cilindradas unitarias sobre 5 litros.

XXV. 2. Inyección mecánica e inyección neumática

Los principales componentes del **aparato de inyección** (1) son la *bomba de inyección* y el *pulverizador* o *inyector*. El funcionamiento de estos órganos es completamente distinto según que la inyección sea *neumática* o *mecánica.*

Con la *inyección neumática,* llamada también inyección de pulverización, el combustible depositado en el pulverizador en la cantidad exacta necesaria para cada ciclo, se introduce en el cilindro aprovechando el efecto de arrastre de una corriente de aire de alta presión suministrada por un adecuado compresor. Con la *inyección mecánica,* llamada también inyección sólida, el combustible es inyectado de una elevadísima presión hidráulica.

Actualmente se aplica casi exclusivamente la inyección mecánica.

El aparato para la *inyección neumática* está formado por un compresor de aire de alta presión provisto de refrigeración, tuberías, válvulas y de un complicado mecanismo de accionamiento de los pulverizadores, que suponen en conjunto un peso, un volumen y un costo sobresalientes.

---

(1) En general, los aparatos de inyección están adoptados para funcionar con un solo tipo de combustible; existen, sin embargo, especiales medidas que permiten inyectar indiferentemente combustibles diversos, tales como gasolina, gasoil y keroseno.

Con la *inyección mecánica* se eliminan estos órganos con ventaja no sólo para la simplicidad, sino también para la seguridad de funcionamiento y de un menor trabajo de manutención.

En el sistema neumático, para compensar la refrigeración debida a la expansión del aire introducido con el combustible, la presión final de compresión en el cilindro motor debe de ser aproximadamente de 35 kg/cm^2; por el contrario, en el caso de la inyección mecánica puede ser sólo de aproximadamente 30 kg/cm^2.

Por lo que respecta a la influencia sobre la combustión no existen diferencias esenciales entre los dos sistemas. Existen, sin embargo, notables diferencias de funcionamiento para realizar las mismas condiciones de pulverización. En el sistema de inyección neumática la pulverización es facilitada por la buena mezcla del aire con el combustible; la presión es aproximadamente 70 kg/cm^2. En el sistema de inyección mecánica el combustible alcanza el inyector con un frente compacto y la pulverización es consecuencia del movimiento turbulento que adquiere el combustible a su paso a través de las pequeñas toberas bajo una fuerte presión. Es necesario, por tanto, que la presión de inyección sea elevada para obtener grandes velocidades de salida: la presión varía normalmente de 100 a 250 kg/cm^2, por ello los inyectores están provistos de toberas muy pequeñas.

Las elevadas presiones, la velocidad con que éstas se producen y se repiten, la longitud y el diámetro de las tuberías de la bomba a los inyectores, la elasticidad de las tuberías y del fluido, la presión residual en las tuberías (después de efectuada la inyección) pueden ser causa de disturbios de diverso género como son ondas de presión, goteo y retardos en el comienzo de la inyección respecto al comienzo de la impulsión de la bomba.

En la inyección neumática, al variar la velocidad del motor, varía sólo la velocidad de abertura de la aguja del pulverizador y permanece constante la presión, que es el factor más importante del fenómeno, con la ventaja de una constancia mayor en las condiciones de inyección. Esto conduce a una mayor facilidad en la puesta a punto a todos los regímenes.

Sin embargo, el balance en pro o en contra está todavía a favor del sistema mecánico. Éste se ha impuesto, además de sus ventajas funcionales, por su simplicidad, por el pequeño espacio y por el coste de producción relativamente bajo.

En los párrafos que siguen trataremos de los sistemas principales de inyección mecánica mientras que en el párrafo XXV. 11, en consideración a que todavía hay en servicio numerosos motores con inyección neumática, describiremos someramente este sistema.

XXV. 3. Aparatos de inyección mecánica

Hay numerosísimos aparatos ideados para la inyección mecánica. Pueden dividirse en dos categorías: de *acumulación de presión* y de *presión intermitente.*

En los aparatos de acumulación la presión de inyección se mantiene constante en el circuito de alimentación de los pulverizadores a el cual el combustible es enviado a elevada presión desde la bomba. En el ins-

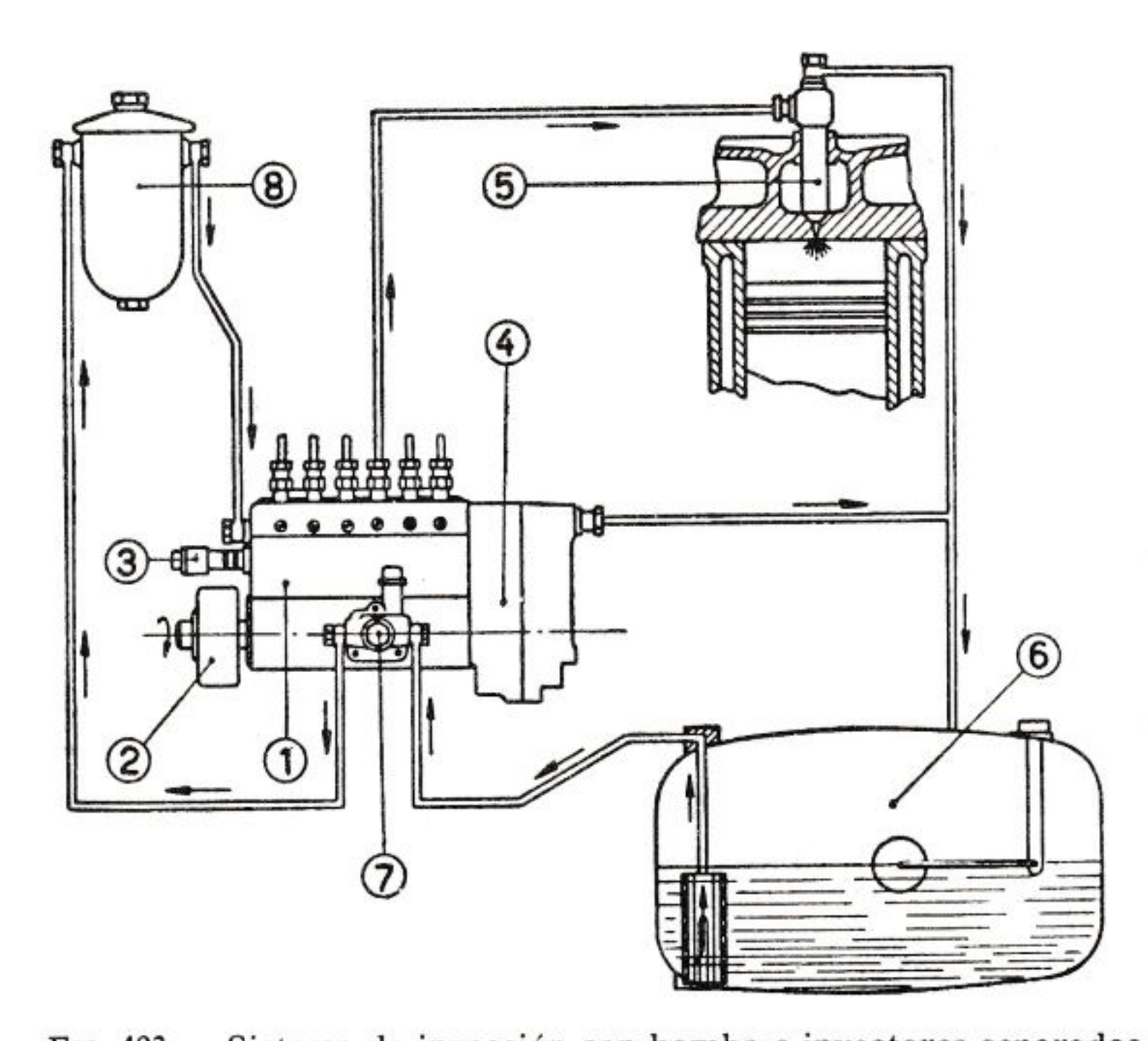


FIG. 403. — Sistema de inyección con bomba e inyectores separados

1, Bomba de inyección (para motor de 6 cilindros). — 2, Variador de adelanto. — 3, Vástago de regulación. — 4, Regulador centrífugo. — 5, Inyector. — 6, Tanque de combustible. — 7, Bomba de alimentación. — 8, Filtro principal de combustible.

tante preciso, por medio de un accionamiento de vástago y balancín, se abre la aguja de cada pulverizador y se inicia la fase de inyección (que termina cuando el mismo sistema de accionamiento efectúa el cierre de la aguja). La regulación se hace sobre el inyector, manteniéndolo abierto durante el tiempo necesario para la introducción de la cantidad de combustible requerido por las condiciones de marcha del motor. La bomba de inyección tiene sólo el objeto de suministrar la presión necesaria para una pulverización satisfactoria. Normalmente en las tuberías que unen los inyectores está intercalado un acumulador con el fin de mantener prácticamente constante la presión de inyección. Los apa-

ratos de inyección de este tipo han sido estudiados para motores de dimensiones más bien grandes, y son poco usados.

Hoy en día la producción está orientada casi exclusivamente hacia los *aparatos de presión intermitente* como consecuencia del gran desarrollo de los motores Diesel rápidos y medios. En este tipo de combustible se envía al inyector a cada golpe del émbolo de la bomba de inyección, en la cantidad deseada y en el instante oportuno. La abertura y el cierre de la aguja del inyector tienen lugar automáticamente por efecto de la presión en el interior del inyector.

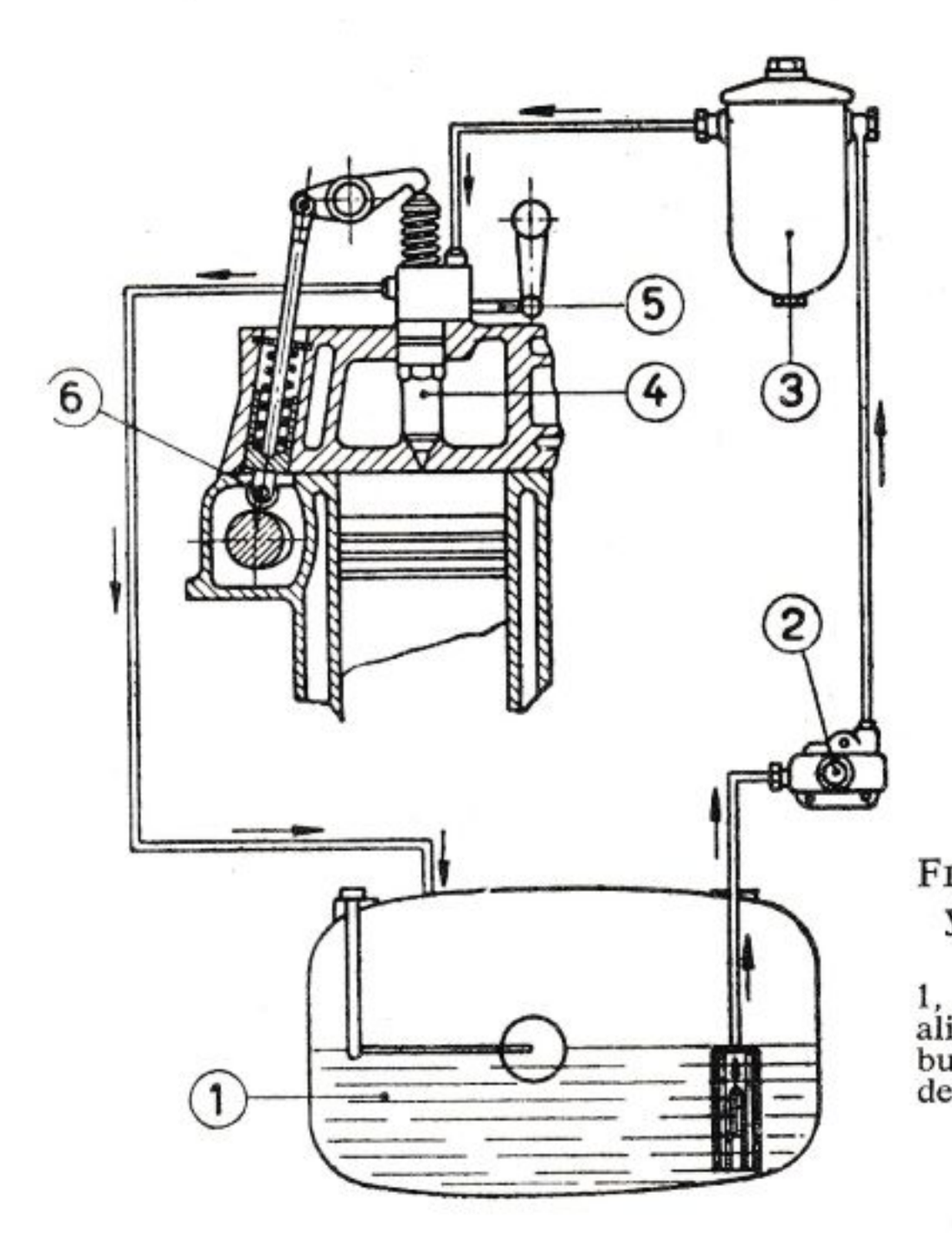


FIG. 404. — Sistema de inyección con inyector-bomba (tipo General Motors).

1, Tanque de combustible. — 2, Bomba de alimentación. — 3, Filtro principal de combustible. — 4, Inyector-bomba. — 5, Vástago de regulación. — 6, Taqué de accionamiento del inyector-bomba.

Aparatos de este tipo pueden realizarse manteniendo la *bomba de inyección separada del inyector,* o bien englobando en un *bloque único cada bomba con su inyector.* La bomba de inyección es siempre del tipo de émbolo.

Las soluciones adoptadas para la realización de la bomba, cuando ésta es separada del inyector, varían según el tipo de aplicación y, por tanto, de las exigencias que deben de satisfacer; en el caso de motores de pequeñas y media cilindrada unitaria se emplean, por lo general, bombas con más cilindros, uno por cada inyector, reunidos en un solo cuerpo (ver fig. 403), mientras que en los motores de gran cilindrada unitaria se adoptan bombas independientes, una por cada cilindro.

El movimiento del émbolo se obtiene por medio de un eje de camones; la regulación del caudal de combustible se efectúa actuando sobre el émbolo o bien sobre válvulas adecuadas.

Cuando cada bomba tiene también la función de inyectar, cada cilindro del motor lleva su propio grupo *inyector-bomba.* Cada inyector está accionado por un camón mediante un sistema de vástago y balancín similar al de accionamiento de las válvulas de un motor con válvulas en culata (fig. 404).

La unidad inyectora (inyector-bomba) no tiene tuberías sometidas a alta presión y no presenta, por tanto, los problemas debidos a las pulsa-

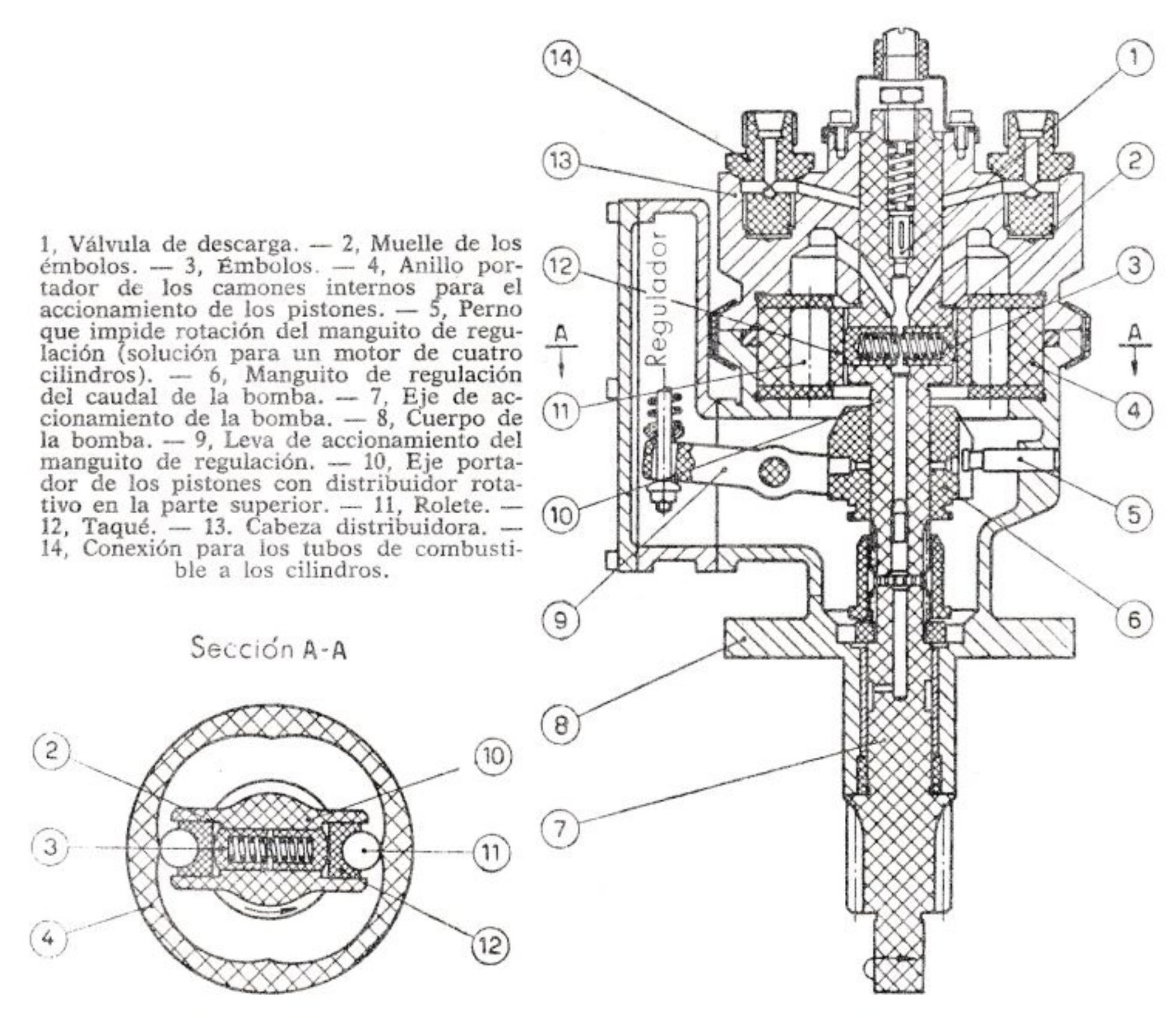
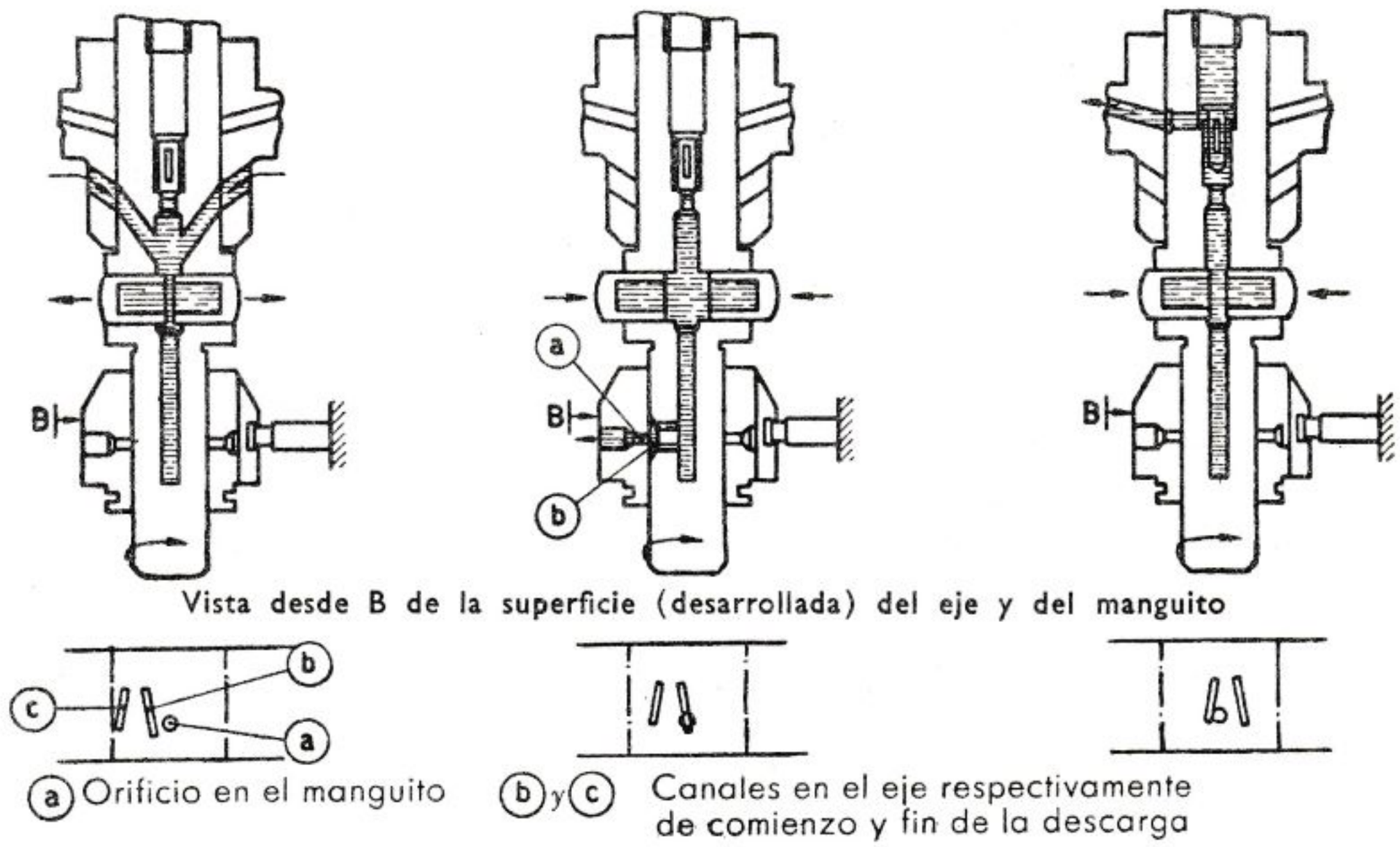


FIG. 405. — Bomba única con distribuidor rotativo (American Bosch).

ción y elasticidiad de las mismas, así como a la compresibilidad del combustible y a los golpes de ariete. Presenta, sin embargo, una cierta complejidad en los órganos de accionamiento por la presencia del vástago y del balancín, así como para obtener una dosificación uniforme para los diversos cilindros, especialmente en el caso en que la regulación se efectúa sobre los inyectores (ver fig. 404). Esto es consecuencia del huelgo en la unión con el vástago de regulación y de los movimientos irregulares que pueden verificarse en el mismo vástago por efecto de las dilataciones térmicas de la culata. Hay que tener en cuenta, por último, que para efectuar las revisiones periódicas en los inyectores al objeto

de controlar su eficiencia, es generalmente indispensable desmontar el grupo inyector-bomba, en lugar del inyector solamente, por lo que en la sucesiva operación de montaje habrá que proceder a la puesta a punto del sistema de regulación.

En estos últimos años se han hecho muchos esfuerzos para llegar a simples soluciones que permitan reducir el coste de producción de los



El caudal de la inyección se regula desplazando el manguito 6 (ver fig. 388) en sentido longitudinal; el adelanto a la inyección, girando el manguito sobre su eje.

Llenado	Reflujo	Inyección
Los pistones de la bomba de inyección se mueven hacia el exterior y comienza la fase de llenado que dura hasta que los pistones alcanzan el final de la carrera.	Los pistones comienzan a moverse hacia el interior y el combustible fluye al cuerpo de la bomba 8 porque la canal b practicada en el eje se enfrenta al orificio *a* practicado sobre el manguito. (Los orificios son tantos como cilindros.)	Prosigue el movimiento de los pistones y al cerrarse el orificio *a* comienza la inyección que dura hasta que el canal *c* del eje alcanza el orificio *a* después de que el combustible residual contenido en el cilindro refluye al cuerpo de la bomba.

FIG. 406. — Esquema de funcionamiento de la bomba única con distribuidor rotativo de la figura 405.

aparatos de inyección especialmente en el campo de los motores Diesel rápidos, al objeto de reducir al mínimo la diferencia de coste en comparación con los motores de carburación.

Se han realizado así bombas para motores de varios cilindros que están formadas por un solo elemento de bombeo y un distribuidor. En algunas realizaciones el mismo émbolo de la bomba funciona como distribuidor girando en torno a su eje y descubriendo sucesivamente los orificios de comunicación con los tubos que llevan el combustible a los inyectores.

La figura 405 muestra un típico ejemplo de bomba con distribuidor rotativo. La bomba es de dos émbolos horizontales contrapuestos (accionados por una serie de camones labrados en la superficie interna de un anillo) con regulación del caudal por derrame. El funcionamiento está indicado en la figura 406.

XXV. 4. Principales sistemas de dosificación de combustible

En los aparatos de inyección de acumulación, la dosificación de la cantidad de combustible a introducir en la cámara de combustión por cada ciclo del motor, se obtiene haciendo variar el tiempo de apertura del inyector.

En los aparatos a presión intermitente la dosificación se hace sobre la bomba de inyección.

La variación de la cantidad de combustible puede obtenerse *variando la carrera* del émbolo de la bomba o bien *parcializando* los orificios de aspiración de la bomba. El sistema de variación de la carrera es poco usado, mientras que la parcialización en la aspiración se adopta sobre un tipo de bomba con distribuidor rotativo (Rossa-Master).

En el inyector-bomba (figs. 404 y 418) la cantidad de combustible está dosificada por la válvula reguladora de la presión en el circuito de alimentación y después empujada por el pistón a través de los orificios de la aguja.

Mucho más usados son los sistemas que se basan en el principio de hacer retroceder de la bomba al tanque de alimentación una parte del combustible desplazado por el émbolo.

Según el modo en que se obtiene la *variación de este retroceso* las bombas se pueden agrupar en dos categorías:

— **bombas de émbolo rotativo** con regulación del caudal por rotación del ómbolo,

— **bomba de válvula de derrame** con regulación del caudal por la abertura a su debido tiempo de una válvula al efecto.

Las bombas de émbolo rotativo que serán descritas en el párrafo siguiente, son las bombas típicas de los motores Diesel rápidos y medios y están difundiendo rápidamente también en el campo de los motores lentos. Las bombas con regulación del caudal por medio de la válvula de derrame (ver descripción en el párrafo XXV. 6) se usan en los motores lentos.

XXV. 5. Bomba de émbolo rotativo

La bomba para motores de varios cilindros está compuesta de tantos *elementos de bomba* como cilindros tiene el motor. El tipo de elemento actualmente más usado es el que muestra la figura 407.

Un camón, con un perfil estudiado de tal forma que realiza el movimiento del émbolo de acuerdo con la ley deseada, acciona un taqué a rolete, mantenido en posición por un muelle. El émbolo está unido al taqué, pero en forma de poder ser girado libremente por medio de un sistema de cremallera. Cuando el émbolo está en el punto muerto inferior los orificios de alimentación están descubiertos y el cilindro se llena del combustible que proviene de la bomba de alimentación a baja presión y a través del filtro.

El émbolo tiene una forma muy particular, como puede verse en las figs. 407 y 409.

En la carrera ascendente el émbolo devuelve primeramente al conducto de llegada una parte del combustible, hasta que los orificios de alimentación son cerrados por el mismo émbolo. En este punto, al que corresponde ya una elevada velocidad del émbolo, se ha iniciado el envío del combustible al inyector a través de la válvula de descarga. El envío cesa cuando uno de los orificios de alimentación es descubierto por el canal helicoidal existente en el émbolo. En efecto, en esta posición, el combustible contenido en la parte superior del cilindro puede volver al orificio de alimentación a través de un canal vertical practicado en el émbolo. Para la regulación de la cantidad de combustible es, por tanto, suficiente girar el émbolo respecto al cilindro, de modo que el orificio de alimentación sea descubierto por el canal helicoidal después que el émbolo ha desplazado el volumen de líquido deseado.

La válvula de descarga, situada en la parte superior del cilindro, tiene la función de hacer descender instantáneamente la presión en el tubo de descarga y, por tanto, de interrumpir con prontitud la inyección para evitar el goteo del inyector.

Por ello, la válvula (fig. 408) está provis-

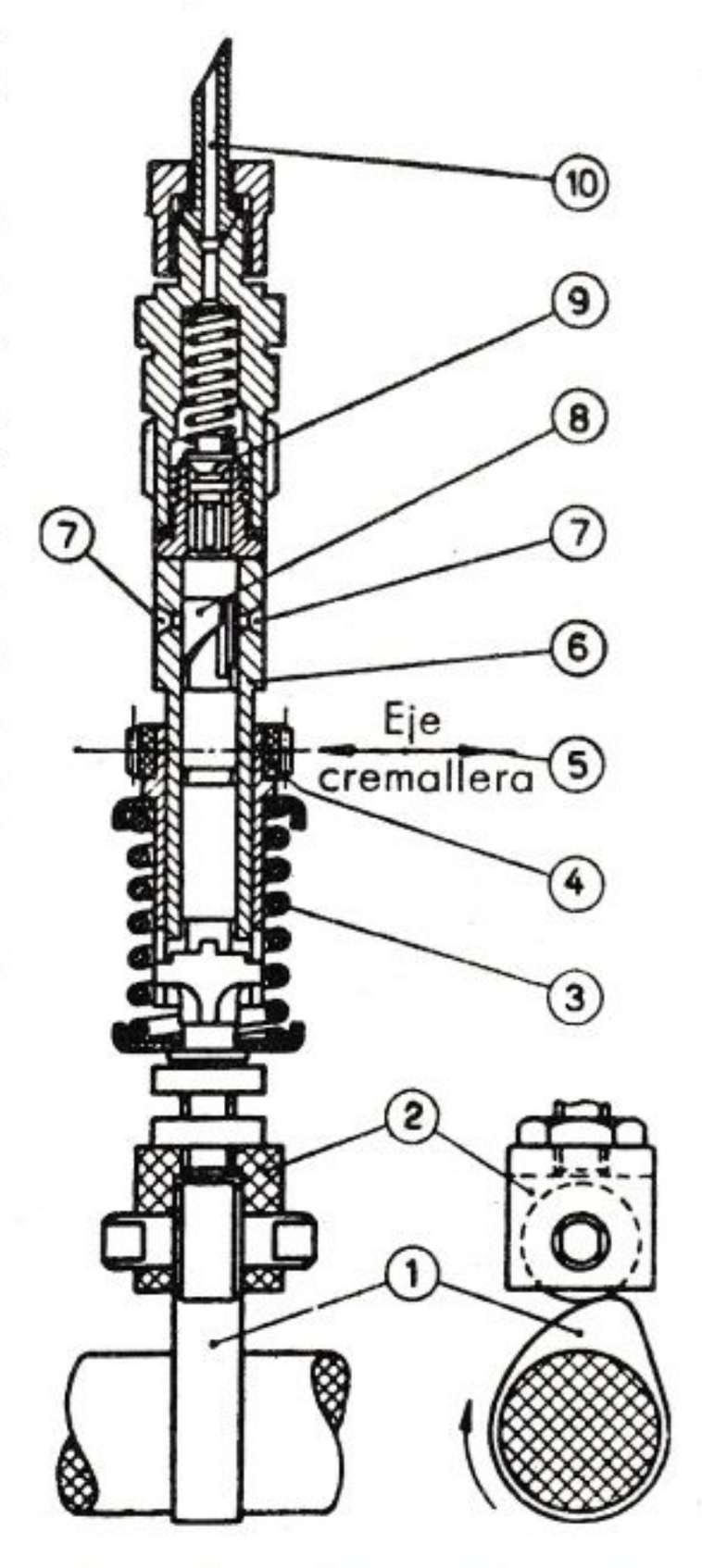


FIG. 407. — Elemento de bomba de émbolo rotativo.

Eje de camones accionado por el motor. — 2, Taqué de rolete. — 3, Muelle del émbolo y taqué. — 4, Rueda dentada de regulación. 5, Eje de la cremallera de regulación. — 6, Cuerpo de la bomba. 7, Orificios de alimentación y de reflujo. — 8, Émbolo con canal helicoidal. — 9, Válvula de descarga. 10, Tubo unión con el inyector.

ta, debajo de su asiento cónico, de una parte cilíndrica; con esta disposición se obtiene que la válvula, al final de la descarga, después de haber cerrado el paso con su caña cilíndrica, se desplace todavía para alcanzar su asiento, haciendo aumentar el volumen de la tubería de descarga y, por tanto, descender repentinamente la presión e impedir así que se descargue todavía el combustible contenido.

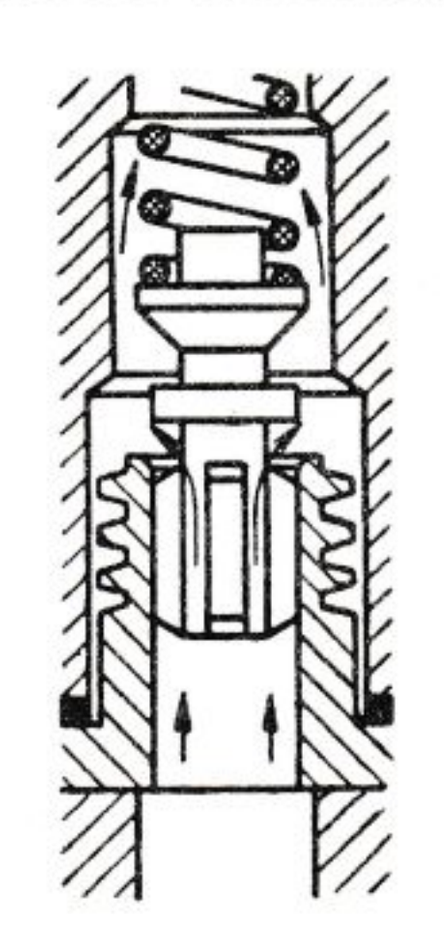


FIG. 408. Válvula de descarga de la bomba de inyección.

El canal helicoidal en el émbolo se llama de *hélice normal* cuando está colocado en la parte inferior del mismo, y *hélice invertida* cuando está puesto en la parte superior del émbolo.

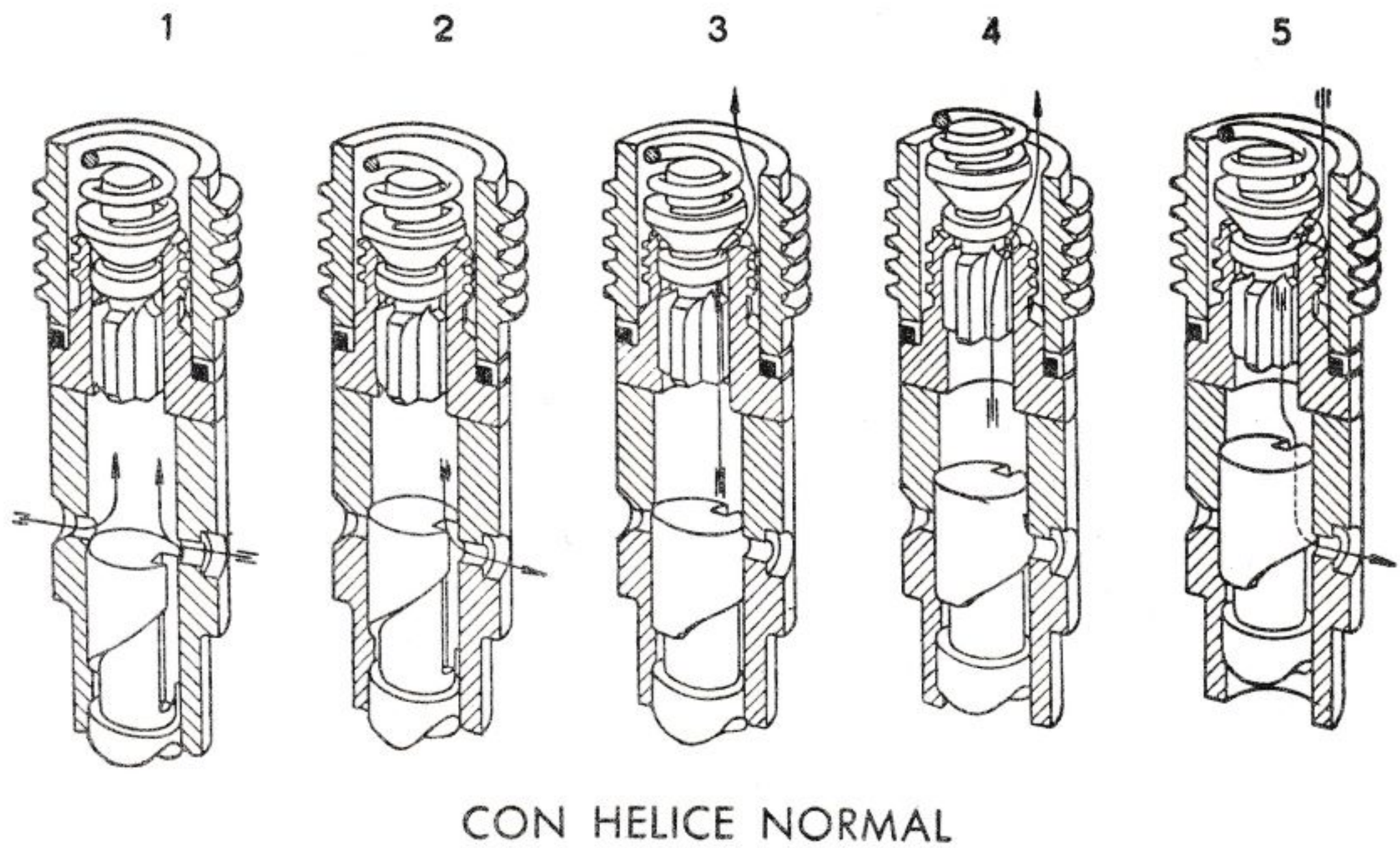
Las fases de funcionamiento de un elemento de bomba están ilustradas y descritas en la figura 409 para los dos tipos de hélices.

La figura 410 muestra, por el contrario, en sus detalles constructivos una bomba de inyección Fiat para motor rápido de seis cilindros, en donde los diversos elementos de bomba, del tipo descrito, están agrupados en una única basada.

Un eje de camones, en fase con el motor, acciona los distintos émbolos por medio de un taqué de rolete. Los émbolos, cuya carrera de aspiración se obtiene por medio de un muelle en espiral, están accionados cada uno por una pequeña rueda dentada al objeto de regularlos. Para que las rotaciones de los distintos émbolos sean simultáneas y en la misma magnitud, las ruedas dentadas están unidas a una única cremallera longitudinal que sirve para la regulación.

Se construyen bombas para las distintas gamas de caudales: para cada gama se varía solamente el diámetro del émbolo mientras que se mantiene constante la carrera con un valor de 10 mm para todos los tipos. El caudal máximo de un elemento que tiene un diámetro de émbolo de 6 mm es para cada carrera de 160 mm^3; con un diámetro de 10 mm es de 1.140 mm^3.

El funcionamiento de la bomba de inyección requiere que el combustible llegue con la presión de $1 \div 2$ kg/cm^2 para lograr el completo llenado de los elementos de bomba en los breves intervalos de tiempo de que se dispone, y que el combustible sea, además, cuidadosamente filtrado



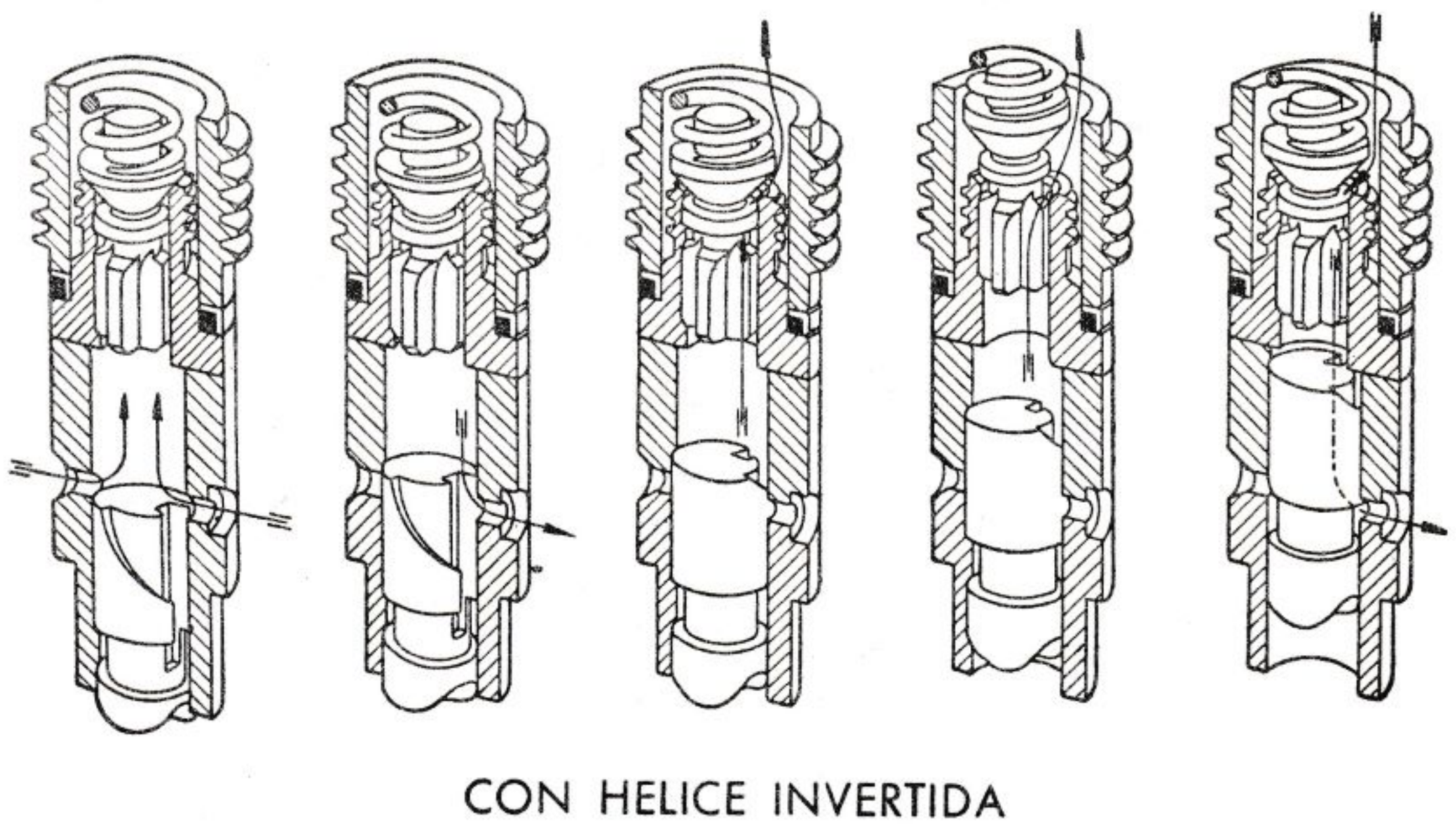


FIG. 409. — Funcionamiento del émbolo rotativo.

y desaireado. El circuito de alimentación de una bomba de inyección comprende también, por tanto, una *bomba de alimentación,* una serie de *filtros* y, en algunos casos, un *desaireador.*

La bomba de alimentación es generalmente de émbolo, accionada directamente por el mismo eje de camones de la bomba de inyección (figura 411).

Los *filtros* pueden ser:

— De *rejilla,* generalmente colocados en la extremidad del tubo de aspiración introducido en el depósito y a la entrada de la bomba de alimentación.

— De *tela,* o bien de *cartucho,* intercalados entre la bomba de alimentación y la bomba de inyección. En éste el combustible sufre el principal filtrado; en la figura 412 se muestra la sección del tipo de filtro de cartucho actualmente más adoptado; el elemento filtrante está constituido por un cartucho de discos de papel especial y colocados en forma de constituir una columna.

— De *varilla* o de *pastilla* (ver fig. 415), colocados a la entrada del inyector.

El *desaireador* se intercala entre la bomba de alimentación y la de inyección cuando así lo requieren las condiciones de funcionamiento o de instalación del motor, para eliminar burbujas de aire o de vapor que darían lugar a irregularidades de funcionamiento.

NOTA DESCRIPTIVA SOBRE EL FUNCIONAMIENTO DEL ÉMBOLO ROTATIVO

Ilustrado en la figura 409

Posición 1. El émbolo está en el P.M.I., los orificios de alimentación están descubiertos. El combustible entra en el cilindro y la válvula de descarga permanece cerrada.

Posición 2. El émbolo ha girado a la posición de descarga nula. Durante toda la carrera el canal vertical está enfrente de un orificio de alimentación. El combustible puede así fluir libremente a través del mismo canal. La válvula de descarga permanece cerrada porque no hay presión en el cilindro.

Posición 3. El émbolo está en la posición de iniciar la descarga y girado para el caudal que se desea. El plano superior del émbolo (para hélice normal) o un trozo de la hélice de regulación(para la hélice invertida) han superado los orificios de alimentación, los cuales quedan cerrados. El émbolo en su carrera ascendente ha generado una presión en el interior del cilindro que inicia la alzada de la válvula de descarga. La parte cónica de la válvula está fuera de su asiento mientras que la parte cilíndrica está todavía en su asiento y empuja hacia el pulverizador el combustible contenido en la tubería.

Posición 4. Descarga plena. Al continuar la carrera ascendente del émbolo se completa la abertura de la válvula de descarga. También la parte cilíndrica de la misma ha dejado su asiento y el combustible contenido en el cilindro forma, con aquel de la tubería, una sola columna líquida que se desplaza hacia el pulverizador, del cual sale pulverizado.

Posición 5. Fin de descarga. Un trozo de la hélice de regulación (para la hélice normal) o el borde inferior del émbolo (para la hélice invertida) han superado y dejado descubiertos los orificios por los que el combustible puede así fluir libremente a través del canal vertical del émbolo. La presión del cilindro ha caído y la válvula de descarga, empujada por su muelle, inicia la carrera de retorno. El trozo cilíndrico de la válvula al entrar en su asiento retrae parcialmente el combustible de la tubería hasta el completo cierre de la válvula.

Nota. La diferencia fundamental entre el émbolo de hélice normal y el de hélice invertida está en el hecho que, mientras en el primero el comienzo de la descarga tiene lugar en el mismo instante para cualquier caudal de la bomba y el fin de la misma es por ello variable, en el segundo el comienzo de la descarga es variable de acuerdo con el caudal, mientras que el fin de la descarga permanece constante.
El empleo de uno u otro tipo de émbolo está de acuerdo con las exigencias del motor.

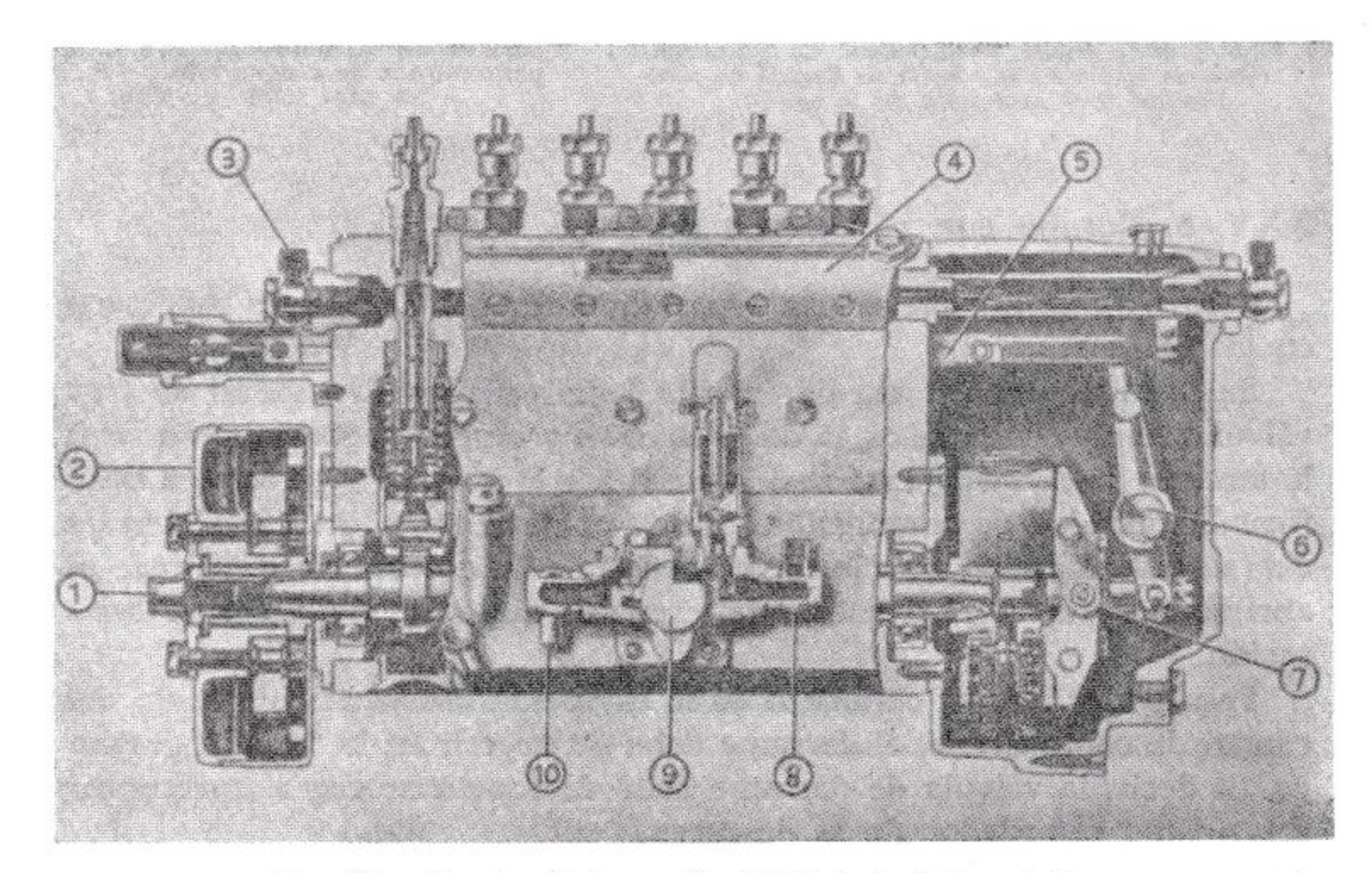


FIG. 410. — Bomba de inyección FIAT de émbolo rotativo.

1, Eje para accionamiento. — 2, Variador de adelanto. — 3, Conexión para entrada de combustible procedente del filtro. — 4, Bomba de inyección. — 5, Eje de regulación. — 6, Eje accionado por el pedal del acelerador. — 7, Regulador centrífugo. — 8, Conexión para aspiración del combustible del tanque. — 9, Bomba de alimentación. — 10, Conexión para descarga al filtro.

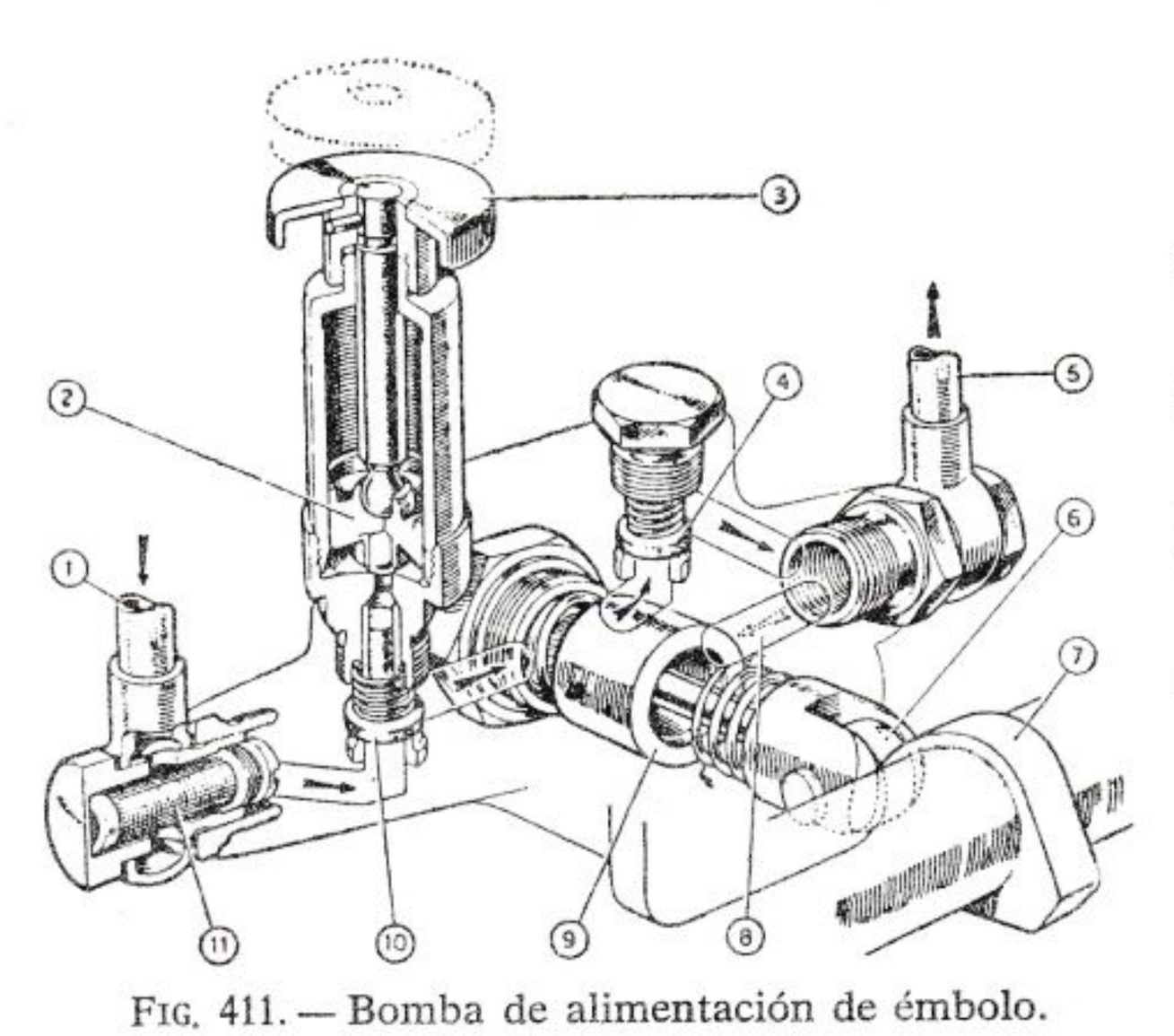


FIG. 411. — Bomba de alimentación de émbolo.

1, Tubería de llegada del combustible del tanque. — 2, Émbolo de la bombita a mano para el cebado del circuito. — 3, Pomo para accionamiento de la bomba a mano. — 4, Válvula de descarga. — 5, Tubería de descarga de combustible al filtro. — 6, Rolete del taqué de accionamiento del émbolo de la bomba. — 7, Eje de camones de la bomba de inyección. — 8, Conducto de equilibrado de las presiones. — 9, Émbolo de la bomba. — 10, Válvula de aspiración. 11, Filtro de rejilla en la tubería de llegada de combustible para protección de la bomba.

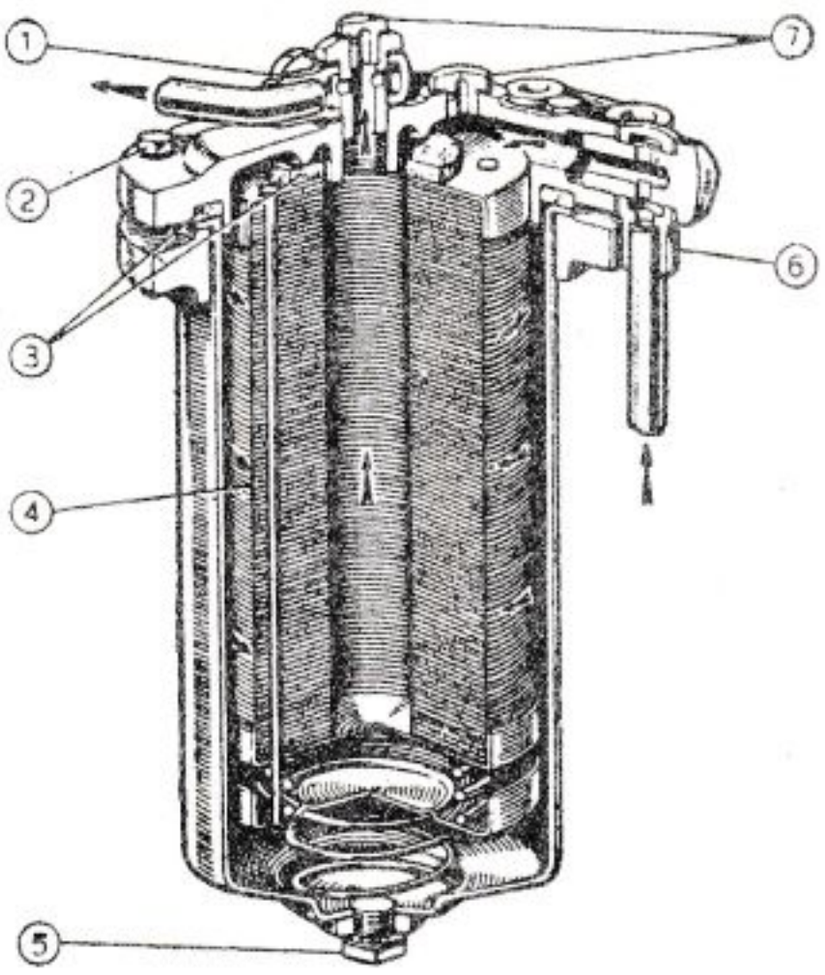


FIG. 412. — Filtro de combustible.

1, Conexión de salida del combustible filtrado. — 2, Tornillos de unión de la tapa. 3, Frisa para estanqueidad. — 4, Cartucho filtrante de discos de papel. — 5, Tapón para extraer las impurezas. — 6, Conexión para entrada de combustible. — 7, Tapones para purga de aire.

XXV. 6. Bomba con válvula de derrame

Este tipo de bomba se usa especialmente en los motores medios y en los lentos.

Se trata de una bomba de émbolo buzo provista en general de tres válvulas, de las cuales dos, la de *aspiración* y *descarga,* son automáticas; la tercera; de *derrame,* está accionada desde el exterior y sirve para dosificar la cantidad de combustible que se envía al inyector. La válvula de derrame se abre en un cierto momento de la carrera de descarga; al abrirse tiene lugar el derrame del combustible en el conducto de aspiración.

Para poder fijar el comienzo de la inyección independientemente del caudal de combustible, el derrame debe de ocurrir en la fase de descarga, es decir, la válvula de derrame debe de funcionar como interruptor y no como retardador de la descarga.

Hay, sin embargo, algunos ejemplos de bomba (Sulzer) cuya regulación se efectúa variando el comienzo de la descarga; pero son aptas solamente para la propulsión náutica donde un aumento de carga en el motor, que lleva siempre consigo un aumento de revoluciones, es compatible con un aumento en el adelanto a la inyección.

La figura 413 muestra un esquema de una bomba típica.

La descarga comienza con la carrera ascendente del émbolo *A* y termina cuando el taqué *B* abre la válvula de derrame *C*. La regulación del caudal, que consiste en la variación del momento de abertura de esta válvula, se obtiene mediante el camón *E*, con el cual se desplaza el centro de rotación de la leva de tal forma que aproxima o aleja *B* de *C*.

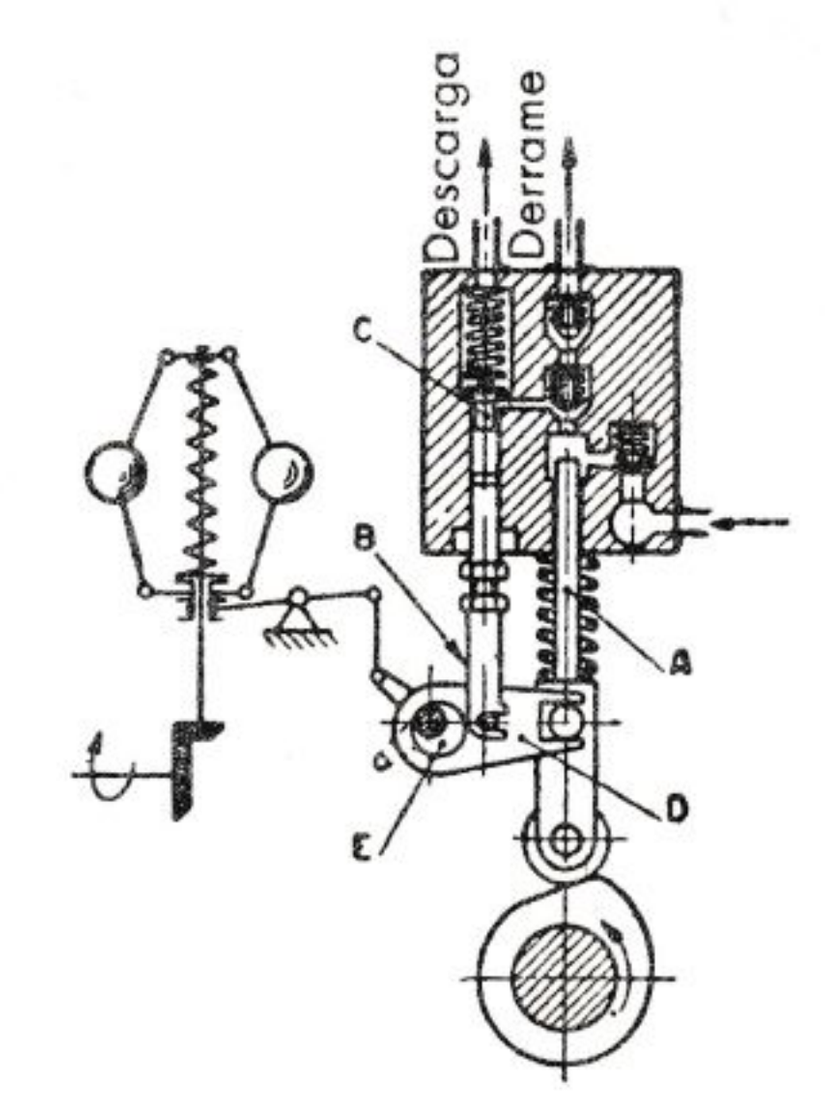


FIG. 413. — Esquema de bomba para la inyección mecánica con regulación de la descarga por válvula de derrame.

Un regulador centrífugo actúa a través de un sistema de camón y mantiene automáticamente el caudal en el valor que corresponde a la carga a que está sometido el motor. La válvula de descarga es doble para impedir un eventual goteo por reflujo.

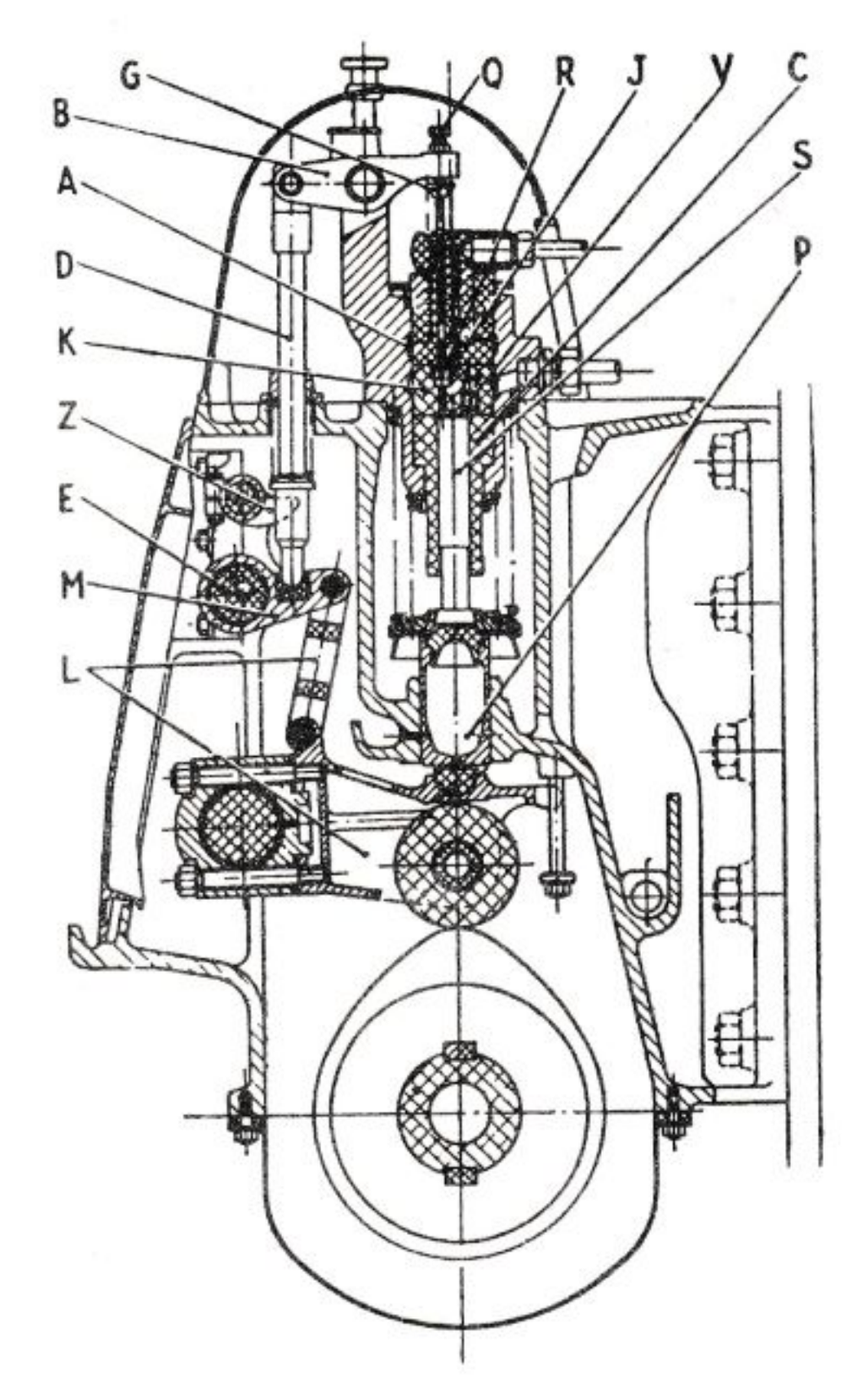
La figura 414 muestra los detalles constructivos de una bomba FIAT; en la misma se observa:

— El cilindro *C* con su correspondiente émbolo *S;* la estanqueidad está asegurada por la gran precisión del acoplamiento.

— El cuerpo *K* asiento de la válvula automática de aspiración *V*.

— El cuerpo *J* asiento de la válvula de derrame *R*.

Cuando durante la carrera de descarga del émbolo *S* se abre la válvula de derrame *R*, el combustible escapa a una cámara anular *A* para volver, a lo largo de los flancos de los cuerpos *J* y *K*, al conducto de aspiración. La abertura de la válvula *R* puede efectuarse en un momento cualquiera de la descarga, de modo que es posible variar el caudal desde cero a un máximo para ajustarla a la carga que requiere el motor.



El accionamiento de la válvula *R* se obtiene por medio del balancín *B* movido mediante el vástago *D* y las levas *L* y *M* del taqué *P*.

La leva *M* está empernada a un eje excéntrico *E* por medio del cual se puede variar la distancia entre el tornillo *Q* y el plato *G* de abertura de la válvula *R* y, por tanto, el caudal de combustible en relación a la carga del motor.

FIG. 414. — Bomba de inyección con regulación de la descarga por válvula de derrame.

XXV. 7. El inyector

Generalmente está compuesto de dos partes distintas: el *portapulverizador*, que se construye en distintas formas y dimensiones según las características de la culata del motor, y el *pulverizador* propiamente dicho que está, por el contrario, casi universalmente normalizado en sus dimensiones.

El inyector está unido a la bomba de inyección mediante un tubo de acero de pequeño diámetro interior y con gruesas paredes (para diámetros internos de 1,5÷2 mm el diámetro externo es de 6 mm). El diámetro es pequeño para reducir el volumen del gasoil contenido en la tubería, el cual está sujeto al efecto de la compresibilidad. Si el diámetro es muy pequeño se tendrá una alta velocidad en la tubería y una sensible caída de presión debida al flujo turbulento del fluido. Con el empleo de tuberías de gruesas paredes se trata de evitar pulsaciones elásticas que pueden ser de tal entidad y frecuencia que alteren las leyes de la inyección; es decir, se trata de evitar que el inyector, recibiendo de la bomba de inyección cantidades constantes de combustible

a impulsos regulares, lo pulverice en cantidad distinta con impulsos irregulares. Por las mismas razones es conveniente que el tubo tenga la menor longitud posible. Para uniformidad en la inyección es también conveniente que todos los tubos de unión con los inyectores tengan la misma longitud.

Un fenómeno que influye en el funcionamiento de los inyectóres y del motor es el *goteo,* que consiste en la pérdida de combustible inmediatamente antes y después del período de inyección. Particularmente dañoso y fácil de ocurrir es el goteo final que constituye una prolongación o cola de la inyección. El combustible introducido en esta fase, al no ser pulverizado, no se encuentra en condiciones de quemarse en seguida y provoca la obturación de las toberas por coquización, o bien se quema en el ciclo sucesivo provocando un irregular aumento del gradiente y del valor máximo de la presión de combustión, ya que produce un aumento del retraso al encendido.

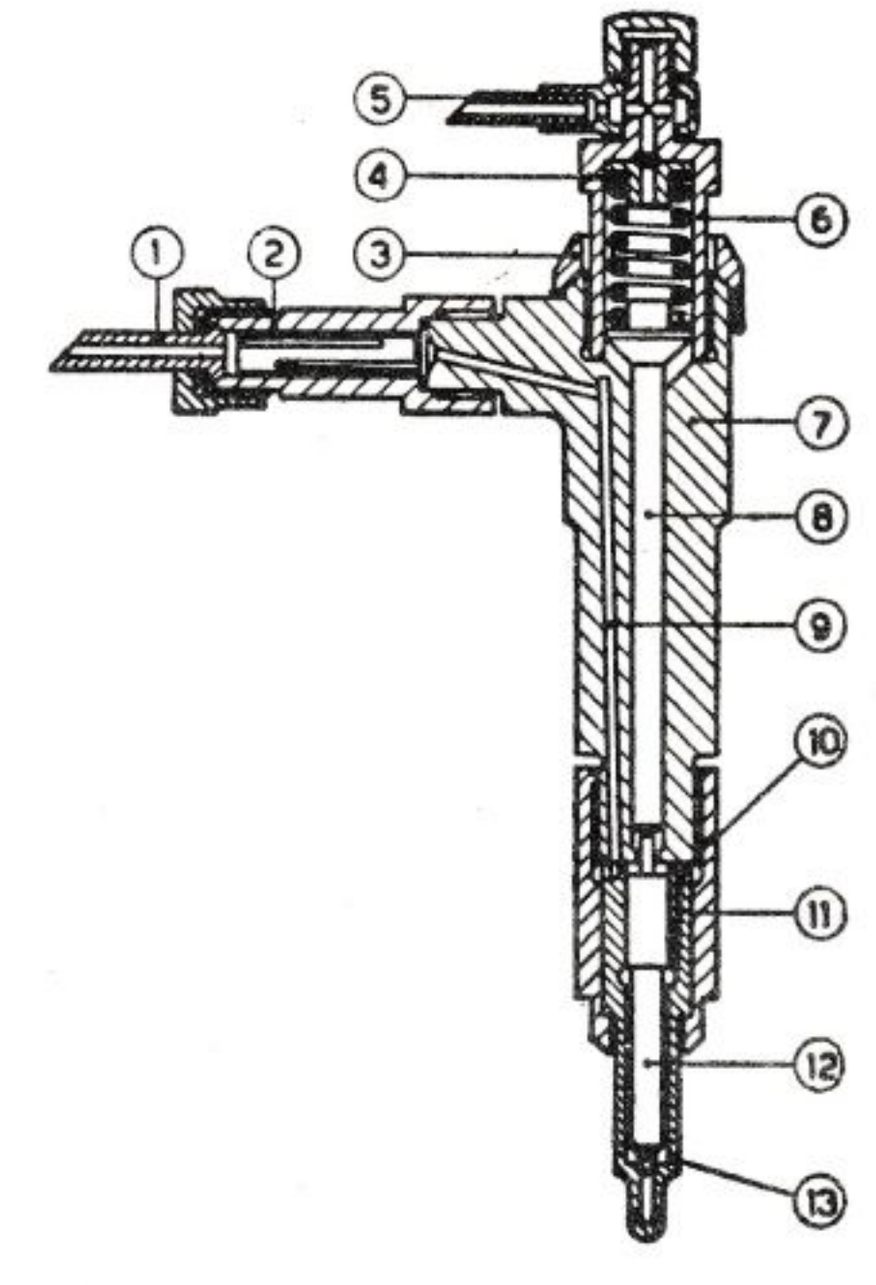


FIG. 415. — Inyector para Diesel rápido.

1, Tubería de llegada de combustible. — 2, Conexión con filtro. — 3, Abrazadera de fijación a la culata. — 4, Arandela de regulación. — 5, Tubería de derrame de combustible. — 6, Muelle. — 7, Cuerpo del portapulverizador. — 8, Vástago. — 9, Canal de envío al pulverizador. — 10, Galería de unión con el canal de envío. — 11, Canal descarga al pulverizador. — 12, Aguja del pulverizador. — 13, Cuerpo del pulverizador.

Para impedir el goteo se emplea sobre todo *pulverizadores del tipo cerrado* (fig. 415).

En éstos el combustible, enviado por la bomba a elevada presión, llega a través del filtro y el canal del pulverizador al espacio situado debajo de la agua del pulverizador. La aguja es mantenida sobre su asiento cónico por el empuje de un muelle que actúa a través del correspondiente vástago. El empuje del muelle se puede regular por medio de adecuadas tuercas de modo que la aguja se eleva por efecto de la presión del combustible sólo cuando éste ejerce sobre la superficie anular de la aguja una fuerza superior a la del muelle.

Al desplazarse la aguja, el combustible sale pulverizado por *una o más toberas* practicadas en la extremidad del pulverizador. Una pequeña cantidad de combustible se filtra entre la aguja y su guía, por ello está previsto un oportuno drenaje a través del cual retorna al depósito; así se evita que se cree una contrapresión sobre la aguja, la que alteraría el funcionamiento del pulverizador.

La presión a la cual la aguja del pulverizador comienza a elevarse se llama comúnmente *presión de abertura* y su valor en la práctica está comprendido entre 100 y 250 kg/cm².

Los pulverizadores del tipo cerrado tienen, además de la ventaja de su exactitud en el comienzo y fin de la inyección, el de una buena pulverización a los diversos regímenes, porque la alzada de la aguja y por ello la presión de paso del combustible, es proporcional al caudal de la bomba.

Como ya hemos dicho, los inyectores pueden ser de una (fig. 416) o de más toberas (fig. 417). La elección del número de toberas, así como su posisión, depende de la forma de la cámara de combustión y de la posición del pulverizador. Normalmente los pulverizadores de tobera

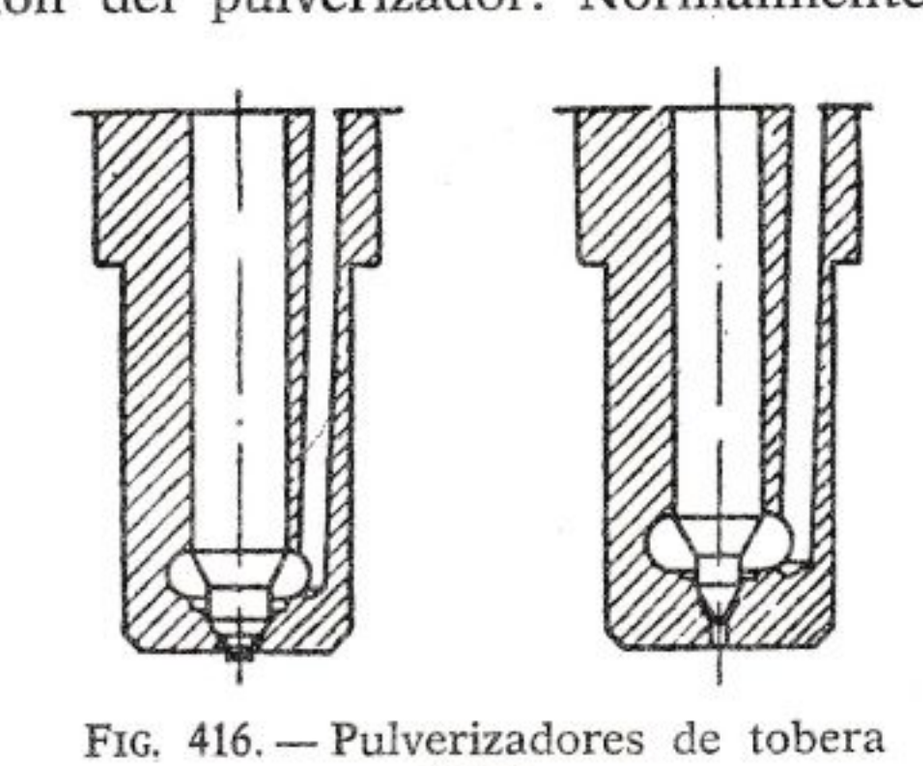


FIG. 416. — Pulverizadores de tobera única.

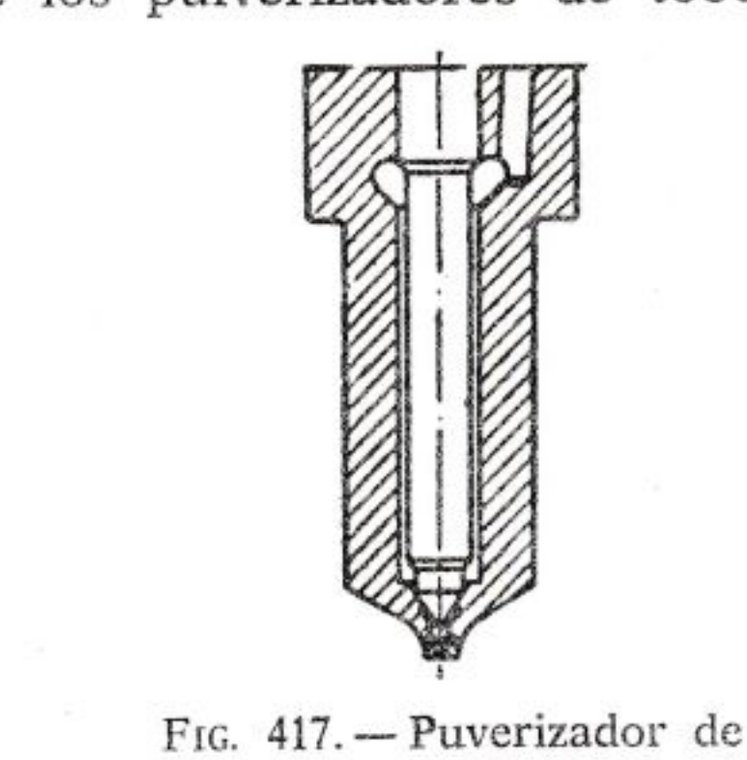


FIG. 417. — Puverizador de varias toberas.

única se emplean en motores con cámara de acumulación y de antecámara; los de varias toberas son utilizados casi exclusivamente en las cámaras de inyección directa. Su puesta a punto requiere siempre un cuidadoso y paciente trabajo experimental.

Los principales elementos que permiten variar la ley de inyección actuando sobre el inyector son: el muelle, la superficie de la aguja sometida al empuje y los orificios de salida del pulverizador (toberas).

Las piezas que componen el pulverizador deben ser construidas con materiales especiales oportunamente tratados, al objeto de evitar que eventuales deformaciones producidas por la temperatura a la cual están sometidas sean causa de agarrotamiento de la aguja. Su ejecución requiere un trabajo de alta precisión que garantice la estanqueidad del asiento cónico para evitar el goteo, la estanqueidad y el deslizamiento de la aguja en su guía para asegurar la constancia de la dosificación en la inyección, y la uniformidad de las toberas para asegurar la regularidad de penetración y pulverización del combustible.

Además de los pulverizadores de tipo *cerrado* existen también los del tipo *abierto*. Éstos son mucho más simples, ya que consisten esencialmente en una tobera de pequeñísimo diámetro cuidadosamente calibrado. Los pulverizadores de este género, usados en un tiempo para la inyección neumática

y después abandonados, tienen poca aplicación para la inyección mecánica, ya que siendo constante la sección de paso, la presión de inyección disminuye al disminuir el régimen y por tanto la combustión es sólo satisfactoria para un determinado régimen; a todos los demás la combustión es mala (humo en el escape, consumo excesivo, incrustaciones en cilindro y válvulas).

Para garantizar una buena pulverización a un régimen bajo, es necesario admitir para los regímenes más elevados presiones muy altas, que en ciertos casos superarían los 700 kg/cm².

Los pulverizadores de tipo abierto se usan en general sólo en cámaras de inyección directa (motores Junker de 2 tiempos).

XXV. 8. El inyector-bomba

El sistema de *inyector-bomba* (unidad inyectora) se usa en algunos famosos motores Diesel rápidos americanos. Los esquemas de las figuras 404 y 418 muestran la instalación completa del mismo.

El accionamiento del émbolo del inyector se efectúa generalmente con un balancín y el correspondiente taqué accionado por un eje de camones.

Para la dosificación del combustible se usa un sistema de derrame variable, o bien se hace variar la presión del circuito de alimentación del inyector-bomba.

En el primer caso (figuras 404 y 419) el funcionamiento del grupo es análogo al de la bomba de derrame variable y la regulación se efectúa mediante rotación del émbolo.

En el segundo caso (figura 418) la variación de la presión del combustible en el circuito de alimentación se obtiene por medio de válvulas parcializadoras.

Con arreglo al valor de la presión entra una cantidad más o menos grande de combustible en el inyector,

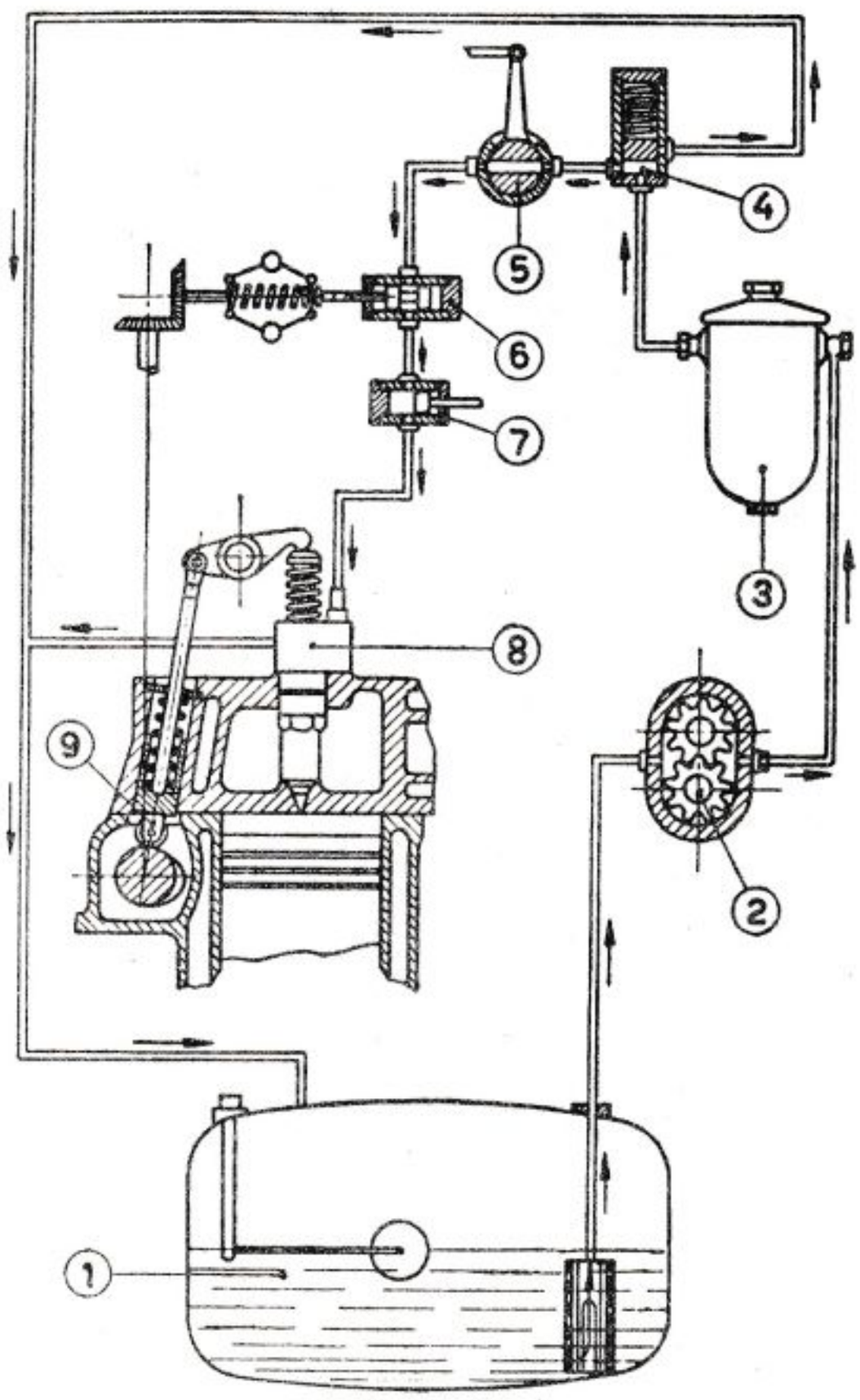
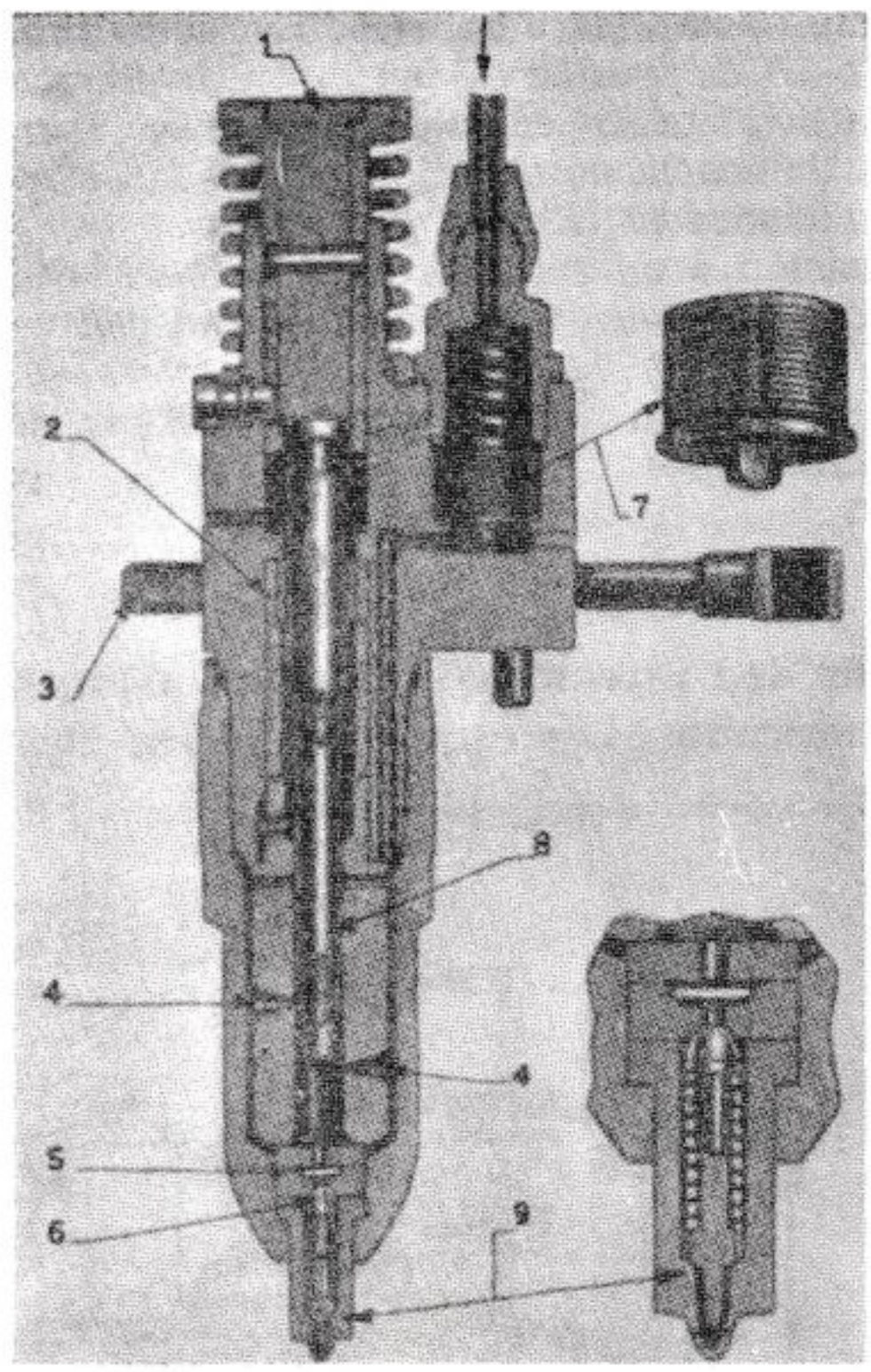


FIG. 418. — Sistema de inyección con inyector-bomba (tipo Cummins).

1, Tanque de combustible. — 2, Bomba de alimentación. 3, Filtro principal de combustible. — 4, Válvula limitadora de la presión máxima. — 5, Válvula de regulación accionada por el pedal de acelerador. — 6, Válvula de regulación accionada por el regulador centrífugo. — 7, Válvula de parada. — 8, Inyector-bomba. — 9, Taqué para accionamiento del inyector-bomba.

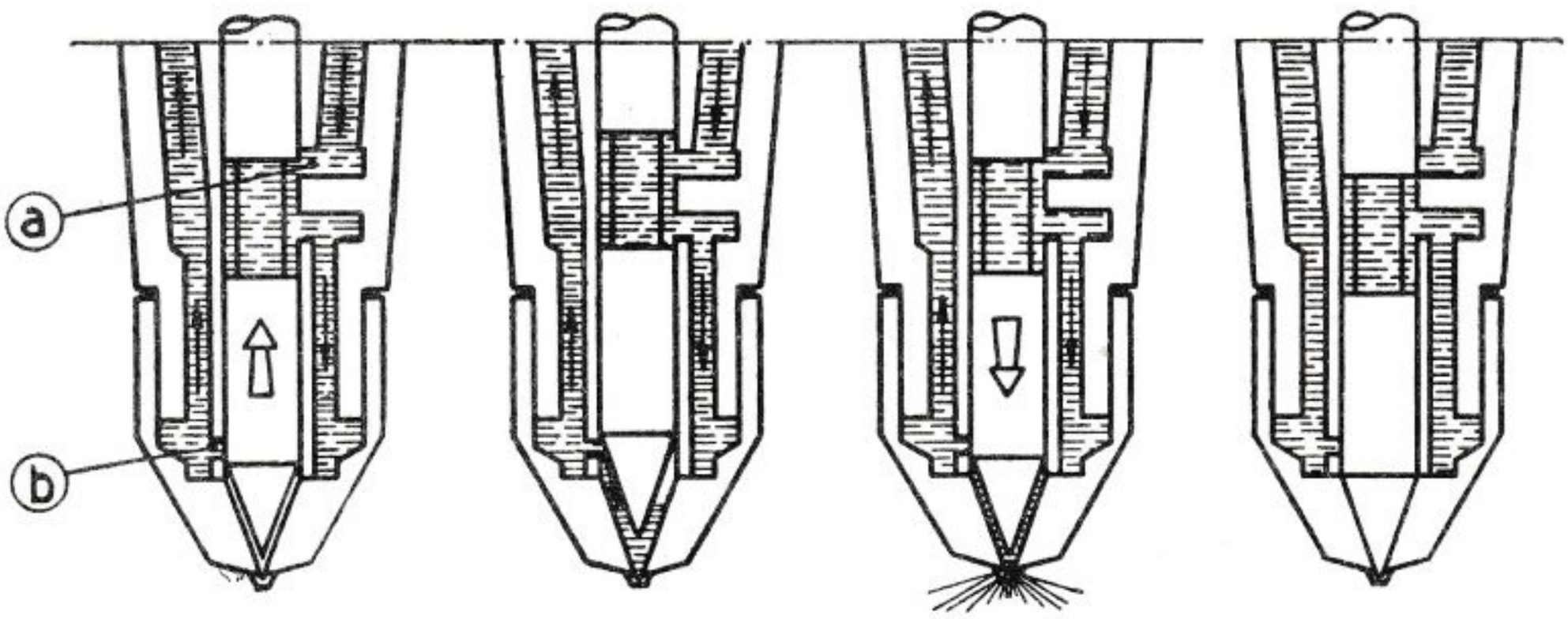


de donde la bomba lo impulsa a la cámara de combustión: la presión en el circuito de alimentación es relativamente baja ($8 \div 10$ kg/cm^2), pero es notablemente aumentada cuando la bomba empuja el combustible a través de las toberas del pulverizador.

El funcionamiento del grupo de regulación es el siguiente (ver figura 418): el combustible introducido en el circuito de alimentación por una bomba de engranajes encuentra en su recorrido antes del inyector-

FIG. 419. — Inyector-bomba G. M.

1, Taqué. — 2, Rueda dentada de regulación. — 3, Cremallera de regulación. — 4, Orificios de admisión. — 5, Válvula de asiento plano. — 6, Válvula de asiento esférico. — 7, Filtro. — 8, Émbolo. — 9, Pulverizador.



1 2 3 4

1. Comienza a elevarse el émbolo del inyector-bomba. El combustible entrado por el orificio *a* circula por el inyector-bomba desaireándose y refrigerando la misma bomba.

2. Prosigue la elevación del inyector-bomba. El émbolo ha descubierto el orificio *b* introduciéndose la debida cantidad de combustible que varía con la presión de alimentación.

3. Empieza la carrera descendente. Se cierra el orificio *b;* el combustible contenido en el pulverizador es inyectado a elevada presión y pulverizado en la cámara de combustión.

4. Termina la carrera descendente. El émbolo completa la carrera de inyección hasta alcanzar el asiento cónico de la aguja. Se cierra también el orificio *a:* el combustible deja de circular en el inyector.

FIG. 420. — Inyector-bomba sistema Cummins.

bomba dos válvulas reguladoras de presión: una que efectúa la regulación de acuerdo con la posición del pedal acelerador (carga del motor), y la otra accionada por un regulador centrífugo, de acuerdo con el régimen del motor. De esta forma, a cada condición de funcionamiento corresponde una determinada presión en el tubo de descarga al inyector-bomba y, por tanto, una proporcional cantidad de combustible fluye del orificio *b* (ver fig. 420) al pulverizador para ser introducido en la cámara de combustión a alta presión.

En el circuito de alimentación están también intercaladas una válvula reguladora de la presión máxima y una válvula de parada, accionada esta última a mano o bien eléctricamente, para interrumpir de manera total el flujo de combustible cuando se para el motor.

XXV. 9. La inyección de gasolina

Los aparatos para inyección de gasolina son análogos a los de derrame variable con émbolo rotativo empleados para la inyección de gasoil. Difieren en algunas particularidades por las razones que se exponen a continuación:

a) Necesidad de lubricar el émbolo de la bomba, puesto que la gasolina presenta una baja viscosidad en comparación con el gasoil y, por tanto, escasa propiedad lubricante.

b) Necesidad de montar para el pistón un sistema de estanqueidad que evite las filtraciones de carburante, las cuales diluyen el aceite de lubricación. En general, la estanqueidad se logra con aceite bajo presión que se hace fluir a un canal practicado en el interior del cilindro por debajo de las luces de paso del carburante (ver fig. 421): de este modo se logra lubricar y evitar pérdidas de carburante.

c) Presiones de trabajo más bien bajas (aproximadamente 50 kg/cm^2) ya que la inyección de carburante no tiene las exigencias de pulverización de la inyección con gasoil.

En la figura 422 está representado un aparato completo para un motor de dos cilindros de pequeña cilindrada unitaria. El aparato está provisto de un regulador que dosifica la cantidad de combustible con relación al peso de aire introducido en el motor.

El regulador acciona el mecanismo de parcialización de la bomba, es decir, la cremallera que hace girar el émbolo.

Los inyectores pueden ser del tipo abierto (como en los motores *Junkers)* o bien del tipo cerrado con varios toberas (como en los motores *Daimler-Benz).*

Las características del sistema de regulación automática del régimen del motor dependen de la clase de trabajo que el motor debe realizar.

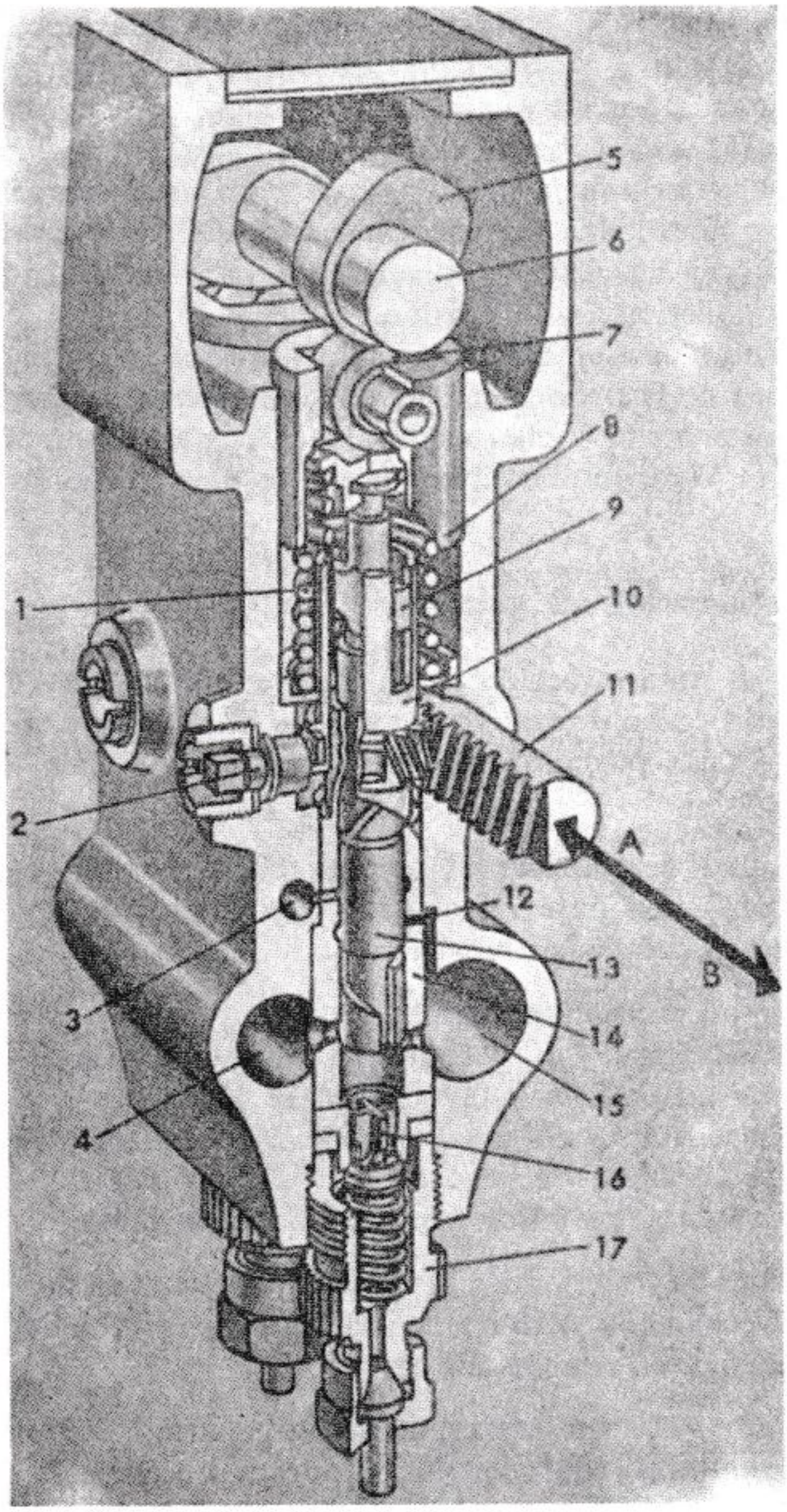


FIG. 421. — Sección transversal de un elemento de bomba para inyección de gasolina.

1, Muelle. — 2, Regulación del elemento. — 3, Conducto para la estanqueidad. — 4, Conducto de escape. — 5, Camón. — 6, Eje de camones. — 7, Rolete. — 8, Taqué. — 9, Telón. — 10, Casquillo de regulación. — 11, Cremallera. — 12, Canal de escape. — 13, Émbolo. — 14, Cilindro. — 15, Cámara de aspiración. — 16, Válvula de descarga. — 17, Raccord. — *A*, Aceleración. — *B*, Parada.

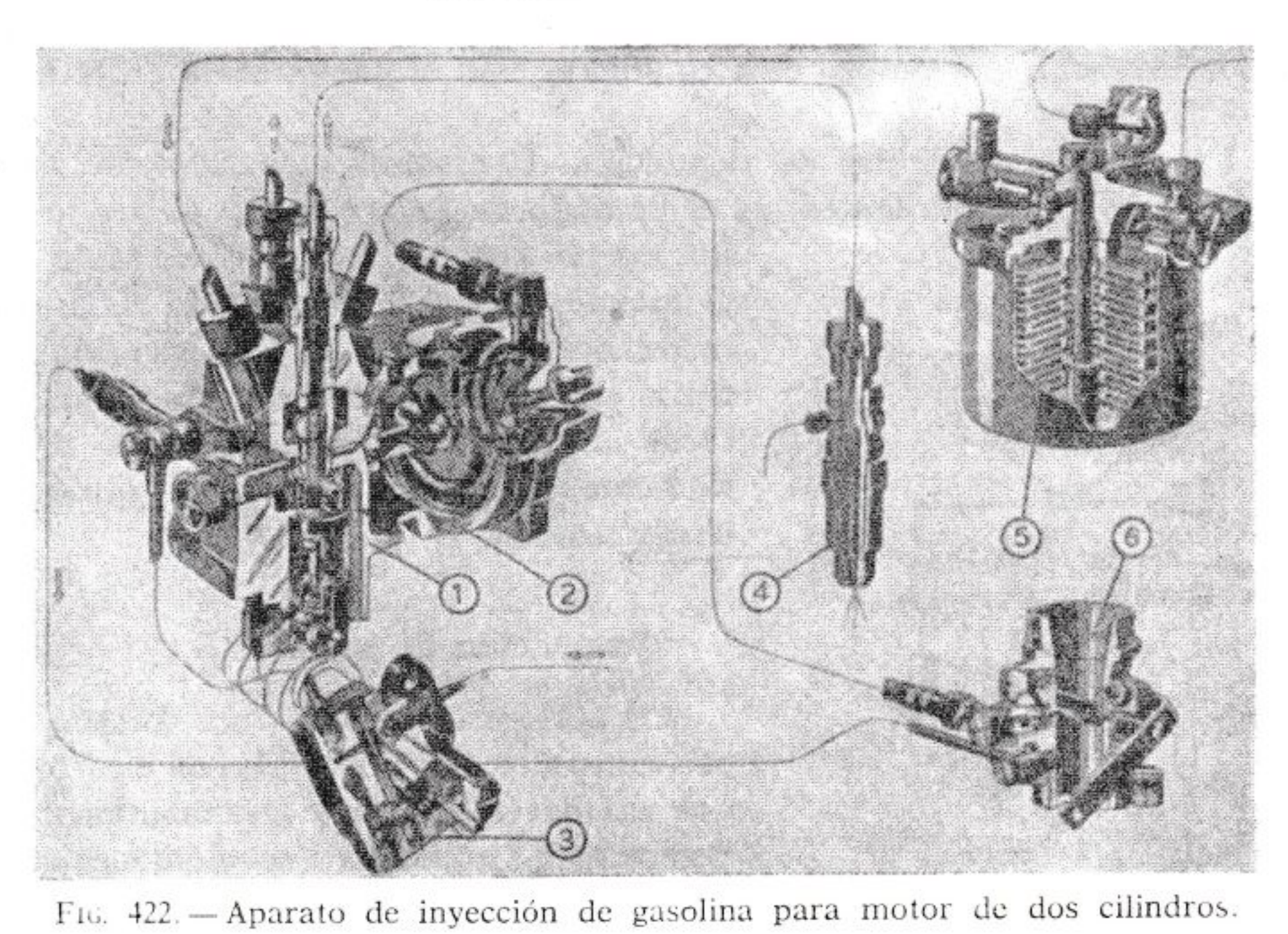


FIG. 422. — Aparato de inyección de gasolina para motor de dos cilindros.

1, Bomba de inyección de combustible. — 2, Regulador neumático. — 3, Bomba dosificadora del aceite lubricante. — 4, Inyector. — 5, Filtro de combustible. — 6, Difusor.

XXV. 10. Sistemas de regulación automática

Los sistemas de regulación normalmente usados son:

— *Regulación de máxima o de seguridad.*

— *Regulación de marcha.*

— *Regulación continua de marcha.*

Los *reguladores* son generalmente *centrífugos,* alguna vez *neumáticos* o *hidráulicos*. Ellos intervienen directamente, o por medio de servomotores, sobre los órganos que varían el caudal del combustible.

A) Regulación de máxima o de seguridad.

Este tipo de regulación tiene el objeto de evitar que por un repentino descenso del momento resistente (por ejemplo en los motores marinos, cuando sale la hélice del agua debido al oleaje) se verifique un aumento del número de revoluciones peligroso para la integridad del motor.

En el caso de *regulación de máxima* el mecanismo que transmite el accionamiento del regulador a la bomba, debe permitir la regulación a mano del motor hasta el máximo régimen consentido por el regulador.

Un mecanismo que realiza esta condición está esquematizado en la figura 423.

Un sistema particular de regulación de máxima, generalmente aplicado en los motores lentos, es el llamado *de todo o nada:* el regulador interviene durante breves intervalos suprimiendo un cierto número de ciclos, de modo que se tiene, en una sucesión de ciclos de superficie normal, intervalos de otros de superficie nula (fig. 424): naturalmente existe así un notable grado de irregularidad.

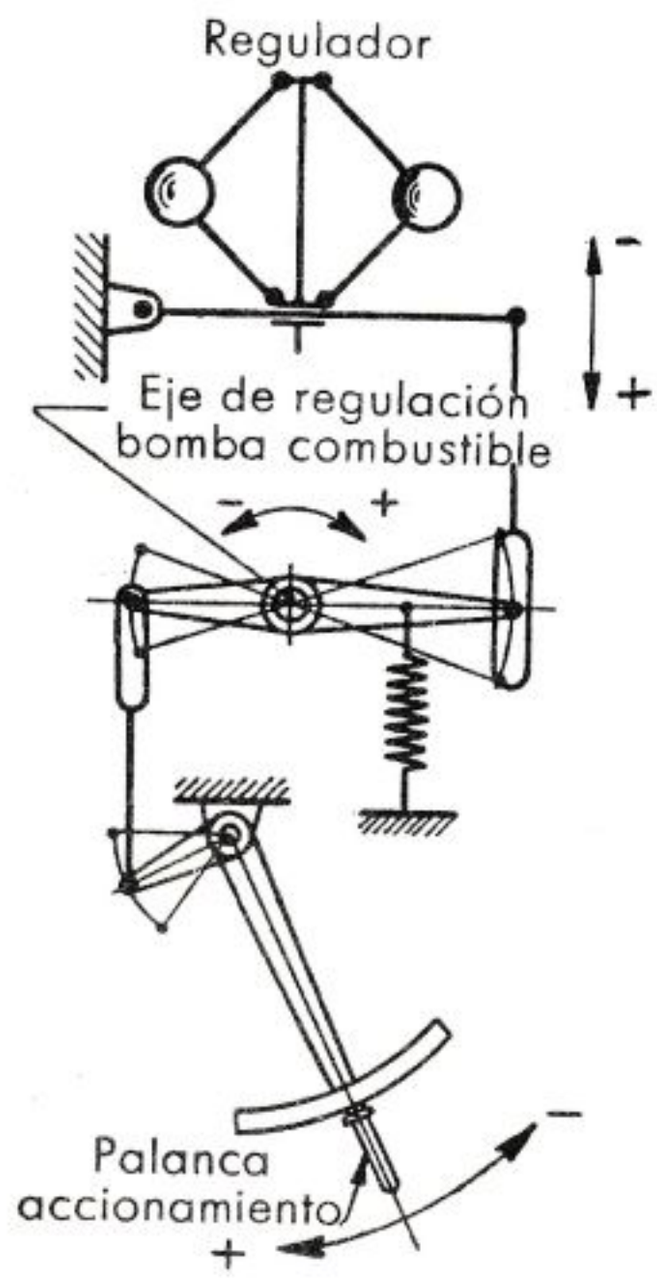


FIG. 423. — Mecanismo de regulación.

B) **Regulación de marcha.**

En las instalaciones fijas (motobombas, centrales eléctricas, grupos electrógenos auxiliares, etc.) hay que mantener un determinado número de revoluciones aunque varíe notablemente la carga, por lo que el *regulador* tiene que proporcionar automáticamente el caudal de la bomba a la carga del motor.

En general se usan reguladores *centrífugos;* en el caso de grupos electrógenos se prefieren reguladores hidráulicos por ser más sensibles. Un tipo de regulación de marcha con regulador centrífugo está ilustrado esquemáticamente en la figura 413: el regulador actúa sobre el mando de la válvula de derrame de la bomba, de modo que su intervención se efectúa debido a variaciones en más o en menos del régimen fijado.

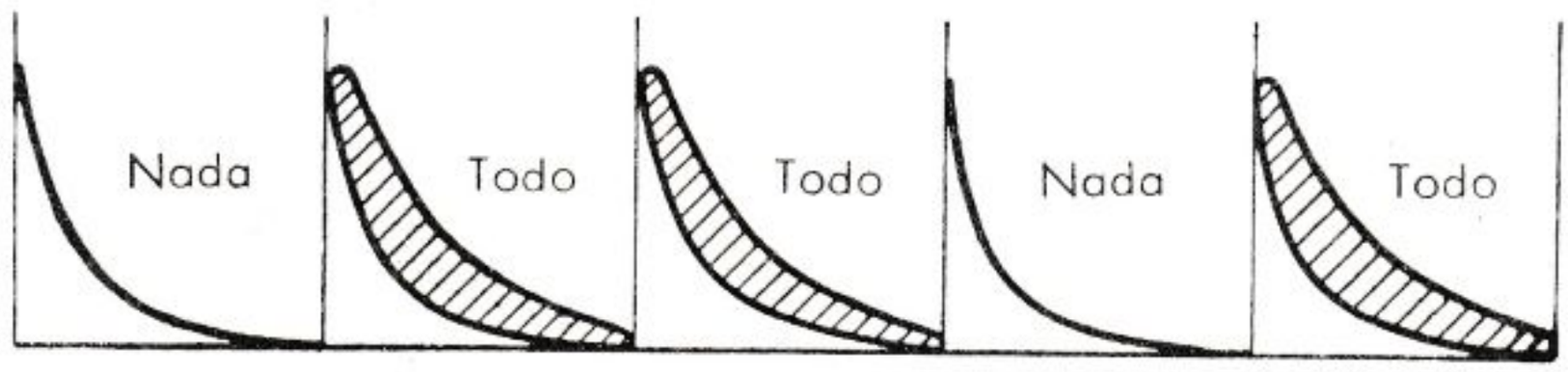


FIG. 424. — Regulación de todo o nada.

C) **Regulación continua de marcha.**

Es el típico sistema de los motores para tracción terrestre donde el regulador debe cumplir las siguientes funciones:

1.º *Regular la marcha al mínimo:* en esta condición de marcha el motor es muy inestable por las dificultades de pulverización y porque

en comparación con el motor de carburación las resistencias pasivas varían muy poco al variar el número de revoluciones, debido a la ausencia de la mariposa en el conducto de aspiración.

2.º *Regular el motor* de modo que para cada posición de la manivela de mando o del pedal acelerador, el número de revoluciones se mantenga en el valor deseado aunque varíe la carga.

3.º *Impedir velocidades peligrosas* alcanzables con dosis de combustible demasiado grandes en relación a la carga del motor.

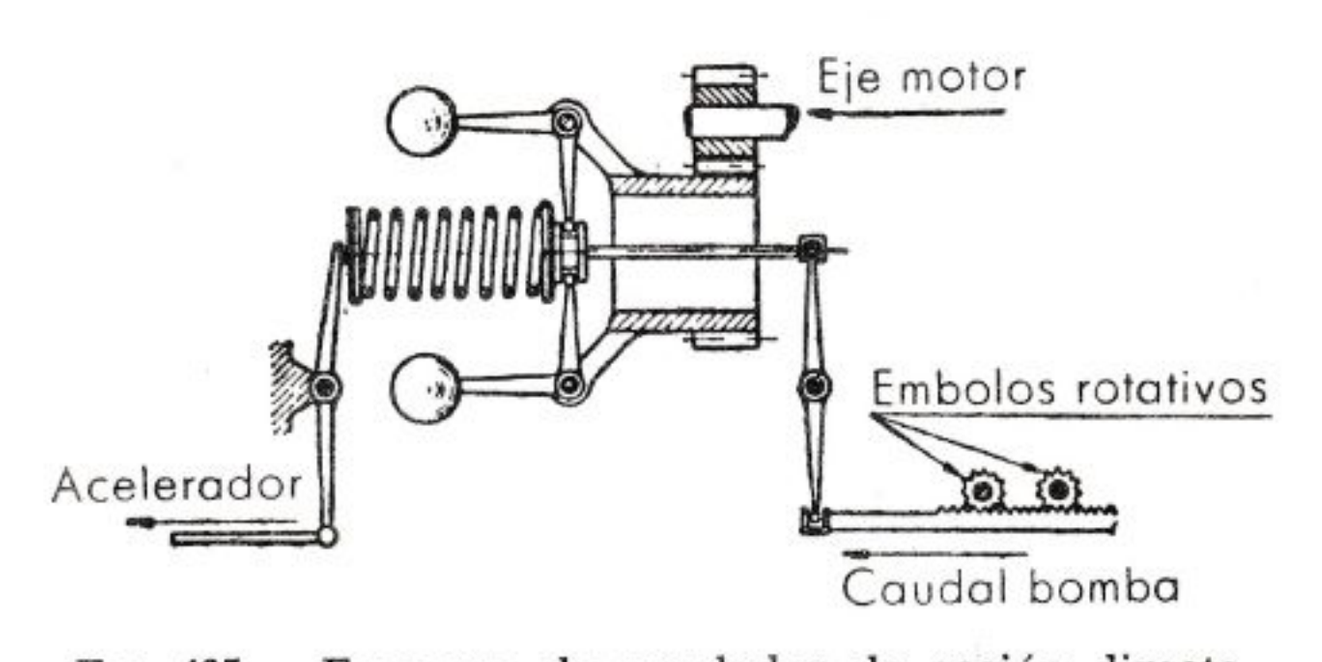


FIG. 425. — Esquema de regulador de acción directa.

Los reguladores que se usan con este fin son generalmente de masas centrífugas y se pueden dividir esencialmente en dos tipos.

En el primero, esquematizado en la figura 425, el mando del acelerador actúa sobre el muelle que compensa las masas de forma que varía su tensión y adapta así las características del regulador a cada régimen del motor.

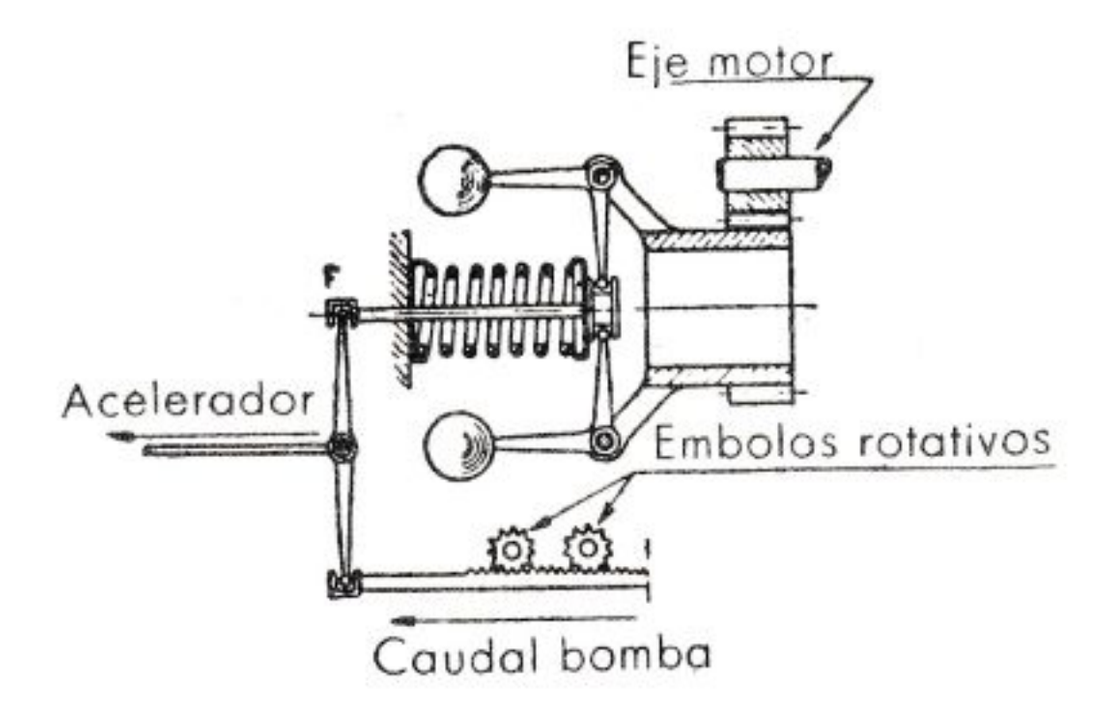


FIG. 426. — Esquema de regulador de acción indirecta.

En el segundo (fig. 426) el mando del acelerador actúa directamente por medio de una leva sobre la cremallera que acciona la rotación de los émbolos; la posición del fulcro de la leva está definida por el regulador, que interviene desplazando dicho fulcro para corregir las posiciones impuestas por el acelerador.

El regulador está accionado por el eje motor mediante una cadena o engranajes: en la mayoría de los casos está montado sobre el mismo eje de la bomba, con la cual forma un único grupo compacto.

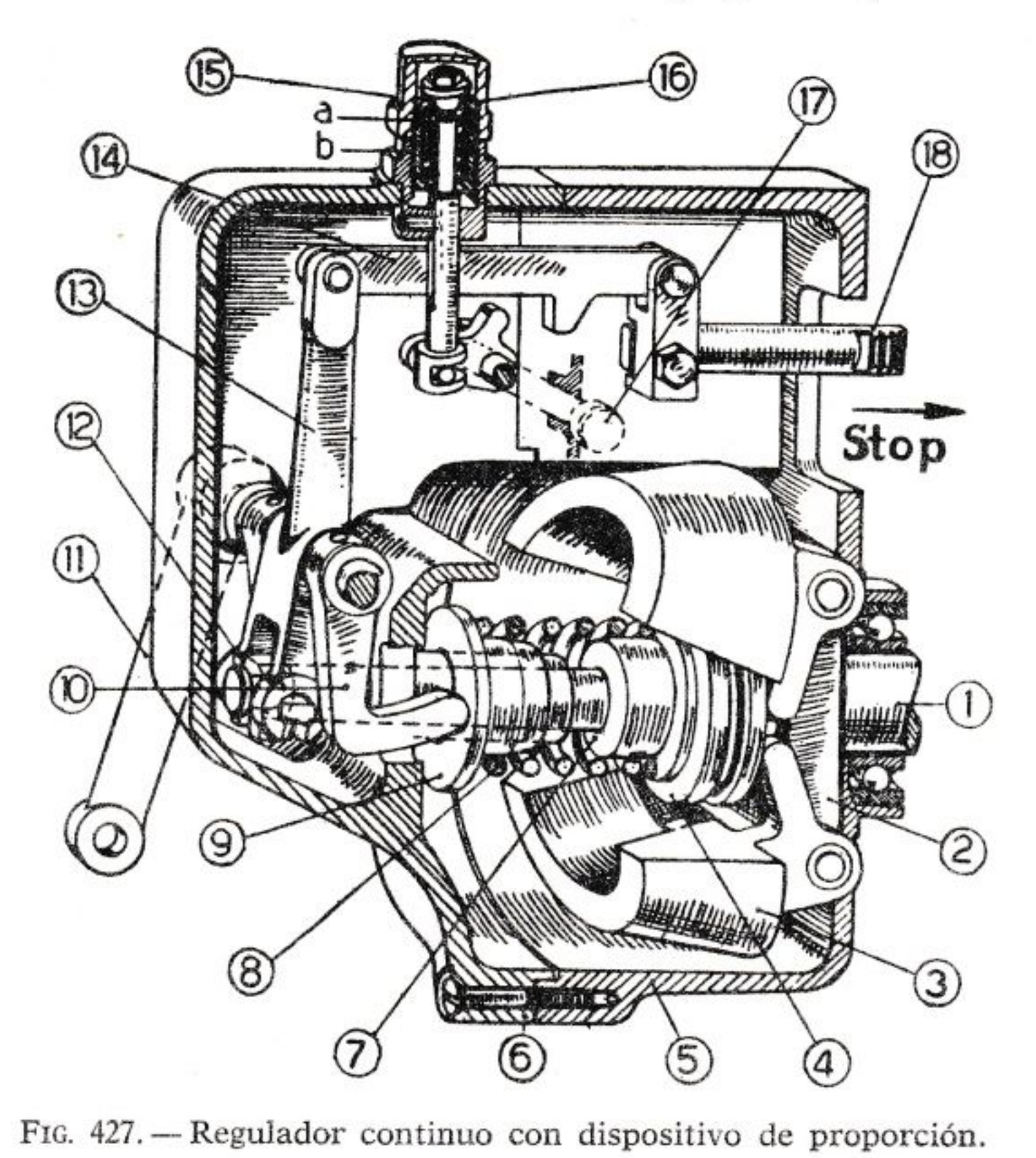


FIG. 427. — Regulador continuo con dispositivo de proporción.

1, Eje de camones de la bomba de inyección. — 2, Cruceta soporte masas. — 3, Masa de regulación. — 4, Cojinete de empuje. — 5, Caja. — 6, Tapa. — 7, Perno deslizante. — 8, Muelle de regulación. — 9, Manguito deslizante. — 10, Leva unida al eje y a la leva de accionamiento. — 11, Leva de accionamiento. — 12, Articulación de cruceta. — 13, Leva de transmisión oscilante sobre el eje de accionamiento regulación. — 14, Tirante de unión. — 15, Dispositivo para eliminación del caudal de combustible (casquillos *a* y *b*). — 16, Muelle de proporción. — 17, Pulsador para excluir la limitación del caudal de combustible. — 18, Vástago de regulación bombas de inyección.

En la figura 427 está representado un regulador del primer tipo provisto de un dispositivo digno de mención.

El diente de parada que impide al vástago superar la posición de caudal máximo no está fijo (normalmente sólo es desplazable por medio de un pulsador, por ejemplo, para facilitar el arranque en frío); sino que es elástico mediante un oportuno muelle llamado de «*proporción*». Este muelle está oportunamente cargado, de forma que permite un determinado aumento del caudal sobre el valor máximo establecido por el régimen máximo de rotación), cuando con el acelerador metido a fondo, el régimen de rotación de motor desciende por el aumento de la carga resistente. En estas condiciones, para reducir la fuerza centrífuga de las masas, el empuje del muelle de regulación prevalece y comprime progresivamente el muelle de proporción, permitiendo al vástago de regulación sobrepasar la primitiva posición de

parada enriqueciendo, por consiguiente, la inyección. El dispositivo es muy útil porque permite obtener una marcha creciente del par motor al disminuir el número de revoluciones, es decir, hace más elástico el motor (desplaza a un régimen más bajo el punto de máxima del par motor). Esto es posible porque al disminuir el número de revoluciones aumenta la cantidad de aire aspirada por ciclo (aumenta el rendimiento volumétrico), por lo que resulta posible quemar una cantidad de combustible por ciclo mayor de aquella que es posible quemar a regímenes más elevados ([1]).

Cuando no se requiere una gran precisión en la regulación, puede emplearse el regulador neumático, el cual está ilustrado en la figura 428. El sistema es simple y económico.

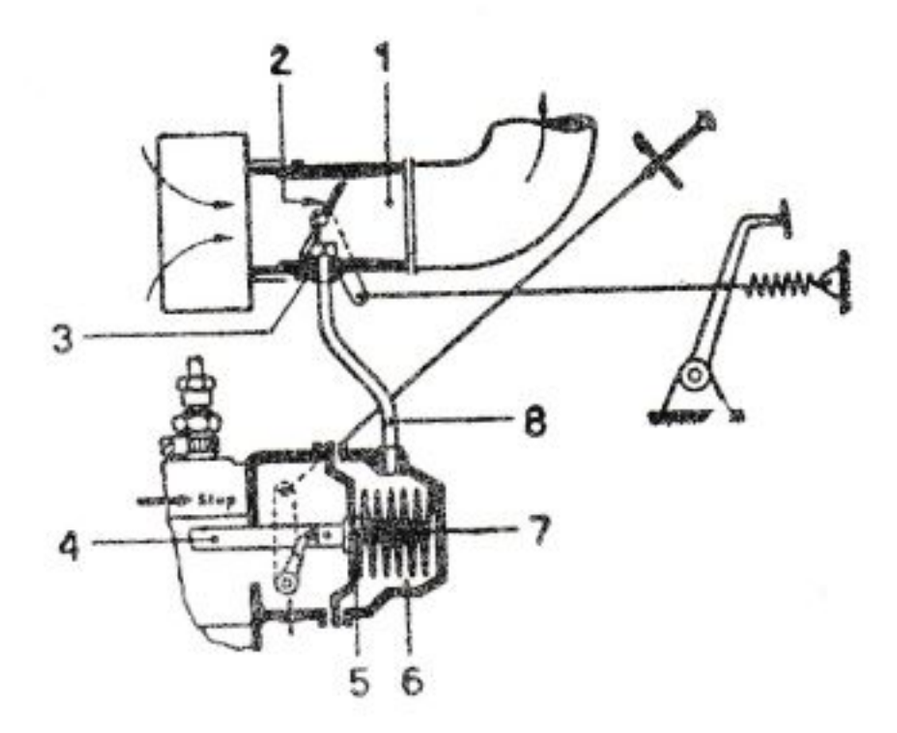


FIG. 428. — Montaje de regulador neumático.

1, Conducto de aspiración del motor. — 2, Mariposa. — 3, Toma de depresión. — 4, Vástago de regulación. — 5, Membrana flexible. — 6, Cámara de depresión. — 7, Muelle de regulación. — 8, Tubo de unión.

Éste utiliza la depresión que se crea en un tubo Venturi intercalado en el conducto de aspiración del motor. El Venturi está unido por medio de un tubo con una cámara, una de cuyas paredes está constituida por una membrana flexible, que por un lado está sometida a la depresión variable con el régimen del motor y por el otro a la presión atmosférica.

El vástago de regulación del caudal está unido a la membrana; como compensación se emplea siempre un muelle o un sistema de muelles que actúan sobre el vástago ejerciendo una fuerza en sentido contrario a la creada por la depresión. De este modo se establece un equilibrio estable entre depresión y empuje del muelle.

La depresión aumenta al aumentar la velocidad del aire en el colector de aspiración, es decir, con el régimen del motor, y disminuye al abrirse la válvula de mariposa accionada por el acelerador.

Así se realiza con medios puramente neumáticos de acción conjunta voluntaria (dependiente del acelerador) y automática (dependiente del régimen del motor).

Al objeto que la combustión tenga lugar en las mejores condiciones posibles a todos los regímenes del motor, se hace a veces indispensable (particularmente en los motores que marchan a regímenes muy eleva-

([1]) El dispositivo descrito realiza la llamada «*proporción mecánica*»; existe, no obstante, también la «*proporción hidráulica*» cuando se adoptan pulverizadores y válvulas de la bomba de inyección que efectúan una reducción del caudal a medida que aumentan las revoluciones del motor. Tal proporción no es regulable a placer y, por tanto, no es tan acentuada.

dos) desplazar durante el funcionamiento el instante en que tiene lugar la inyección, es decir, el adelanto respecto al P.M.S.

Con este objeto se han estudiado y realizado distintos tipos de *variadores de adelanto.* Éstos pueden ser automáticos o bien accionados a mano o con servomotor hidráulico o neumático. El actualmente preferido es el sistema automático.

XXV. 11. Inyección neumática

La inyección neumática está hoy en día completamente abandonada, pero como ha sido adoptada en muchos tipos de motores lentos que están todavía actualmente en servicio la describiremos someramente:

Los dispositivos que la componen son:

— *Una bomba de combustible.*
— *Un compresor de aire.*
— *Un pulverizador.*

La bomba, alimentada por gravedad desde un depósito y accionada por medio de camones, *dosifica* el combustible y lo *distribuye* a los diversos pulverizadores durante el período en que éstos están cerrados. Cuando se abre la válvula del pulverizador mediante el mecanismo de la distribución, el combustible arrastrado y subdividido por el aire comprimido entra violentamente en el cilindro; la válvula se cierra después que todo el combustible ha sido inyectado.

La *bomba de combustible* es del tipo de émbolo con regulación del caudal por medio de válvula de derrame. No difiere de aquella descrita para la inyección mecánica (ver fig. 413), pero el derrame puede indistintamente preceder o seguir a la fase de descarga, por cuanto estando cerrados los pulverizadores, la descarga puede tener lugar en cualquier instante. Por este motivo es fácil realizar el accionamiento de un grupo de bombas con un solo camón, dado que los pulverizadores están solamente abiertos para un ángulo de $20 \div 25°$ del eje de la bomba y la duración de la descarga, referida a la rotación de este eje, puede reducirse de tal forma de intercalar entre los períodos de pulverización varios cilindros. Generalmente, sin embargo, los cilindros que se accionan con un solo camón no superan el número de cuatro.

El *compresor* de aire para la pulverización está accionado directamente por el motor y sirve también para el arranque.

Para poder alcanzar las elevadas presiones que se necesitan ($60 \div 70$ kg/cm^2) es necesario comprimir el aire en varios saltos sucesivos (en general 3) refrigerándolo entre uno y otro salto, a fin de realizar en todo lo posible las condiciones de una compresión isotérmica que ofrece las ventajas de un mínimo gasto de trabajo.

El consumo de aire para la inyección, gracias a las medidas particulares adoptadas en los pulverizadores, es aproximadamente proporcional a la potencia suministrada por el motor, o sea, aproximadamente proporcional al número de revoluciones, y el compresor (siempre del tipo de pistón) se proporciona para que suministre algo más de aire del necesario para una continua pulverización, valorable aproximadamente en 2 m^3 por cada kilogramo de combustible; el aumento es en general sobre el 20÷30 % de la necesidad correspondiente a la máxima potencia.

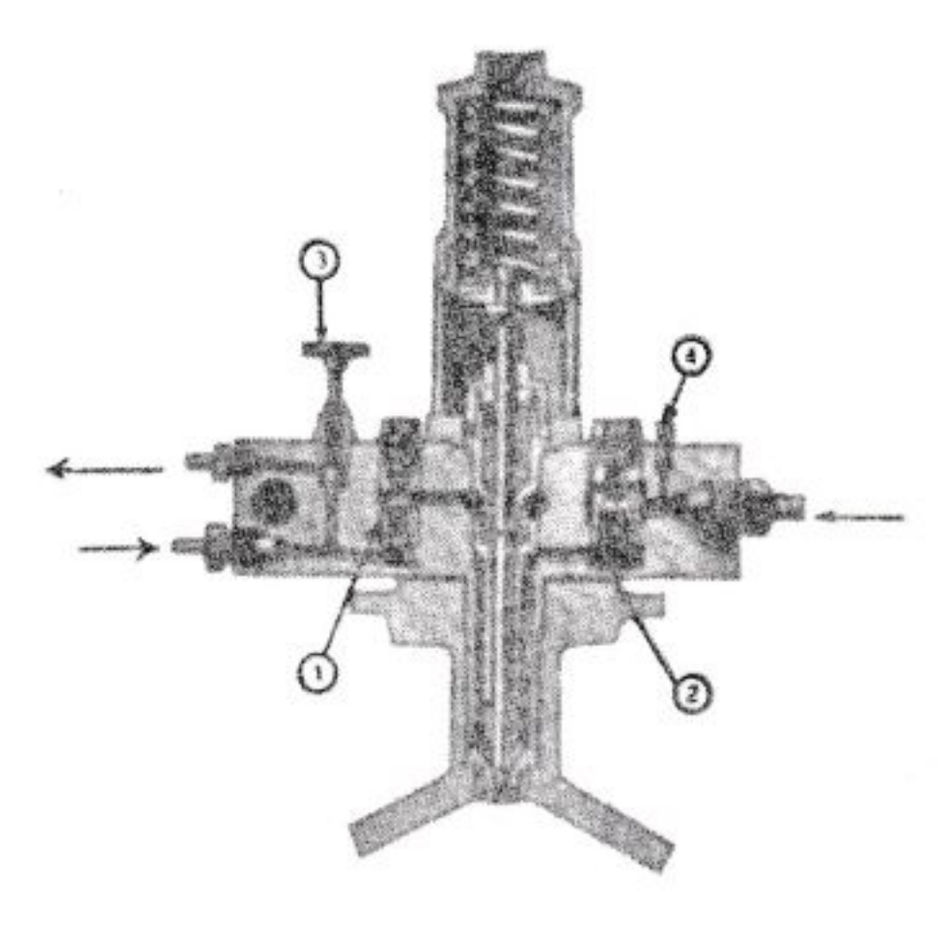


FIG. 429. — Pulverizador para inyección neumática.

1, Válvula de retención del combustible. — 2, Válvula de retención del aire. — 3, Derrame de combustible. — 4, Salida de aire.

El compresor está normalmente situado en la extremidad del eje motor opuesta a aquella que transmite la potencia; en los motores de dos tiempos está accionado por el mismo tronco de eje que acciona la bomba de barrido.

El compresor absorbe una potencia que representa el 6÷8 % de la potencia indicada del motor; teniendo en cuenta que parte de ella se recupera con la expansión del aire en los cilindros, se puede considerar que la reducción de la potencia indicada del motor varía del 3 al 4 %.

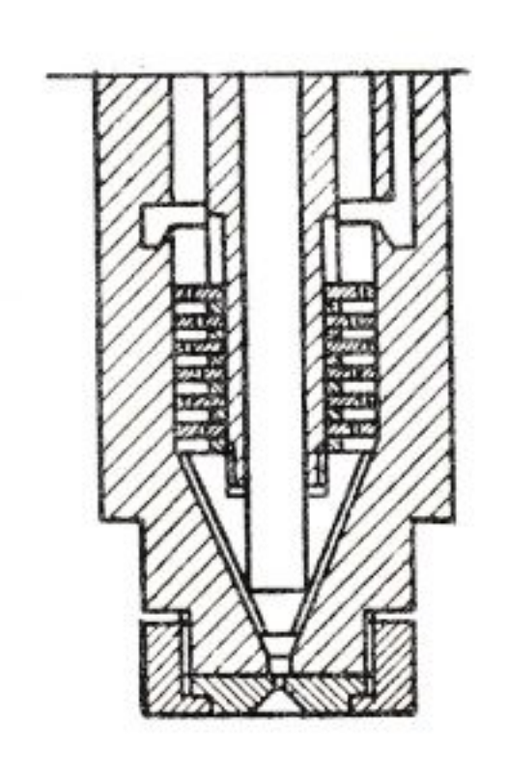


FIG. 430. — Mezclador de discos.

Los *pulverizadores* para la inyección neumática son, en su gran mayoría, del tipo *cerrado*. Difieren de los correspondientes a la inyección mecánica en el accionamiento de la aguja, que se logra mediante camo-

nes en lugar de ser automático por la presión del combustible a inyectar.

En la figura 429 está ilustrado un pulverizador; como puede verse, lleva en la parte de unión con la culata una serie de válvulas de *retención* y de *pulga* de aire y combustible, y en un pequeño cilindro llamado *mezclador de láminas* (fig. 430), la parte terminal de la *aguja.* El mezclador lleva en su parte baja una serie de discos de orificios defasados y una parte cónica escalonada, que sirven para mezclar uniformemente el combustible (que proviene del espacio entre aguja y mezclador) con el aire comprimido que existe en la cámara anular entre el cuerpo del pulverizador y el mezclador.

La extremidad del pulverizador lleva una pieza de acero provista de toberas oportunamente dispuestas y distintamente orientadas según la forma de la cámara de combustión, que sirven para difundir el combustible finamente subdividido.

El comienzo de la inyección coincide, como ya hemos dicho, con la abertura de la aguja, y el final al acabarse la dosis de combustible.

CAPÍTULO XXVI

ÓRGANOS PRINCIPALES DE LOS MOTORES DE ENCENDIDO POR COMPRESIÓN

XXVI. 1. Órganos principales de los motores rápidos

Los órganos principales de los motores de E.C., llamados comúnmente Diesel rápidos son similares a los de los motores de E.B.

Una visión de conjunto de los diversos órganos que componen un moderno motor rápido para camión se muestra en las figuras 431 y 432, sección longitudinal y transversal, respectivamente, de dicho motor.

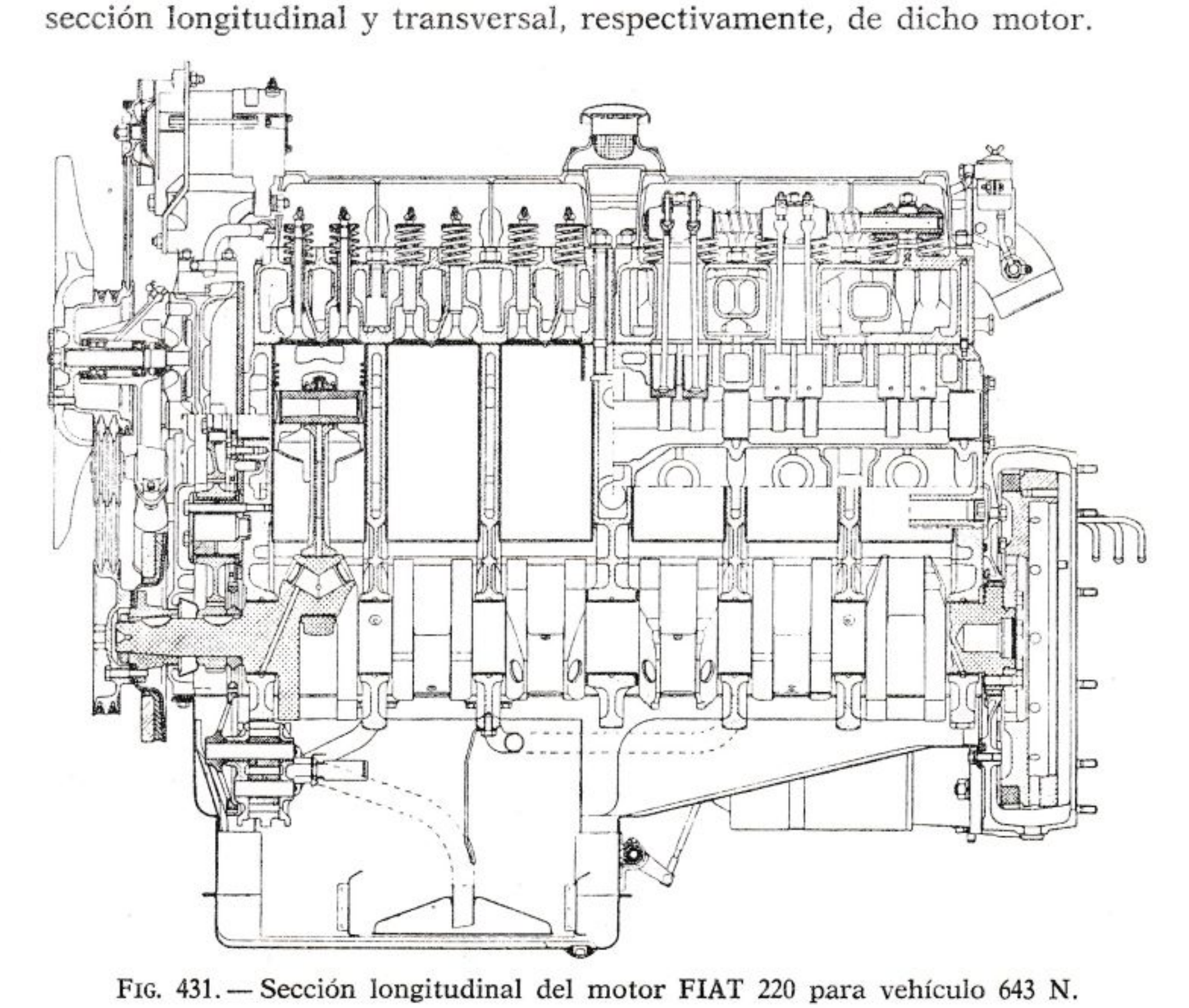


FIG. 431. — Sección longitudinal del motor FIAT 220 para vehículo 643 N.

6 cilindros en línea, diámetro 120 mm; carrera 135 mm; cilindrada total 9.161 cm³; relación de compresión 17:1; potencia máxima 161 CV (DIN) a 2.400 r.p.m.; par máximo 57,2 Kgm (DIN) a 1.200 r.p.m.

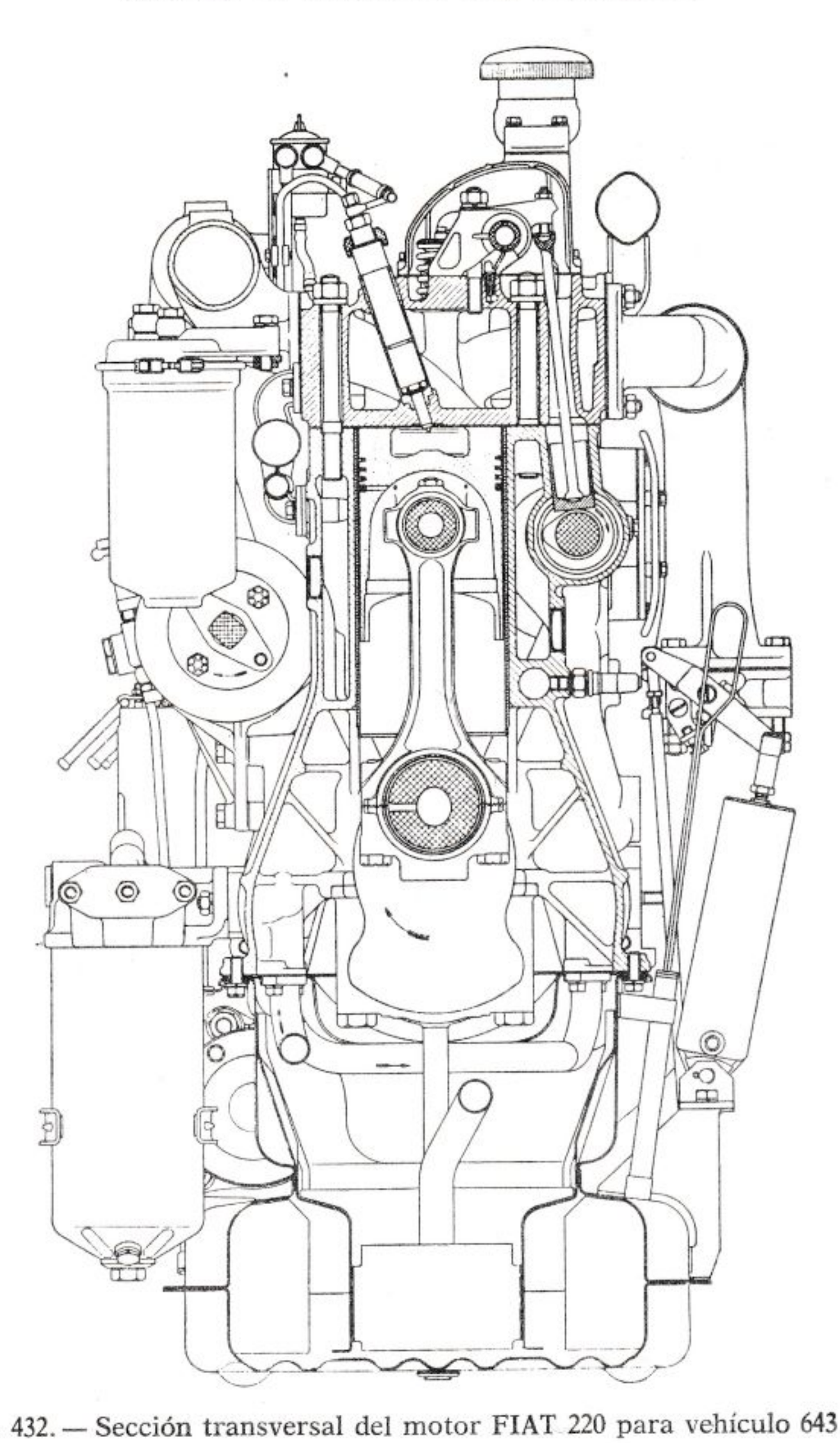


FIG. 432. — Sección transversal del motor FIAT 220 para vehículo 643 N.

La *bancada* y el *bloque de cilindros* de estos motores están diseñados para obtener una gran rigidez longitudinal y torsional sin excederse en el peso. Comúnmente son de un único bloque (ver fig. 433) con camisas en *seco* o en *húmedo*.

La *culata* es, en la mayoría de los casos, de fundición por razones de resistencia y rigidez. Por otra parte, las exigencias de refrigeración son menos acentuadas que en el motor de carburación, mientras que las solicitaciones térmicas y mecánicas son muy superiores.

Los *pistones* son, en general, más largos que en los motores de en-

cendido por chispa y llevan un mayor número de aros de compresión. El sistema biela-manivela, estando dimensionado para los elevados esfuerzos a que está sujeto, resulta particularmente robusto. En la figura 434 está representado un pistón completo con sus aros y montado en la biela.

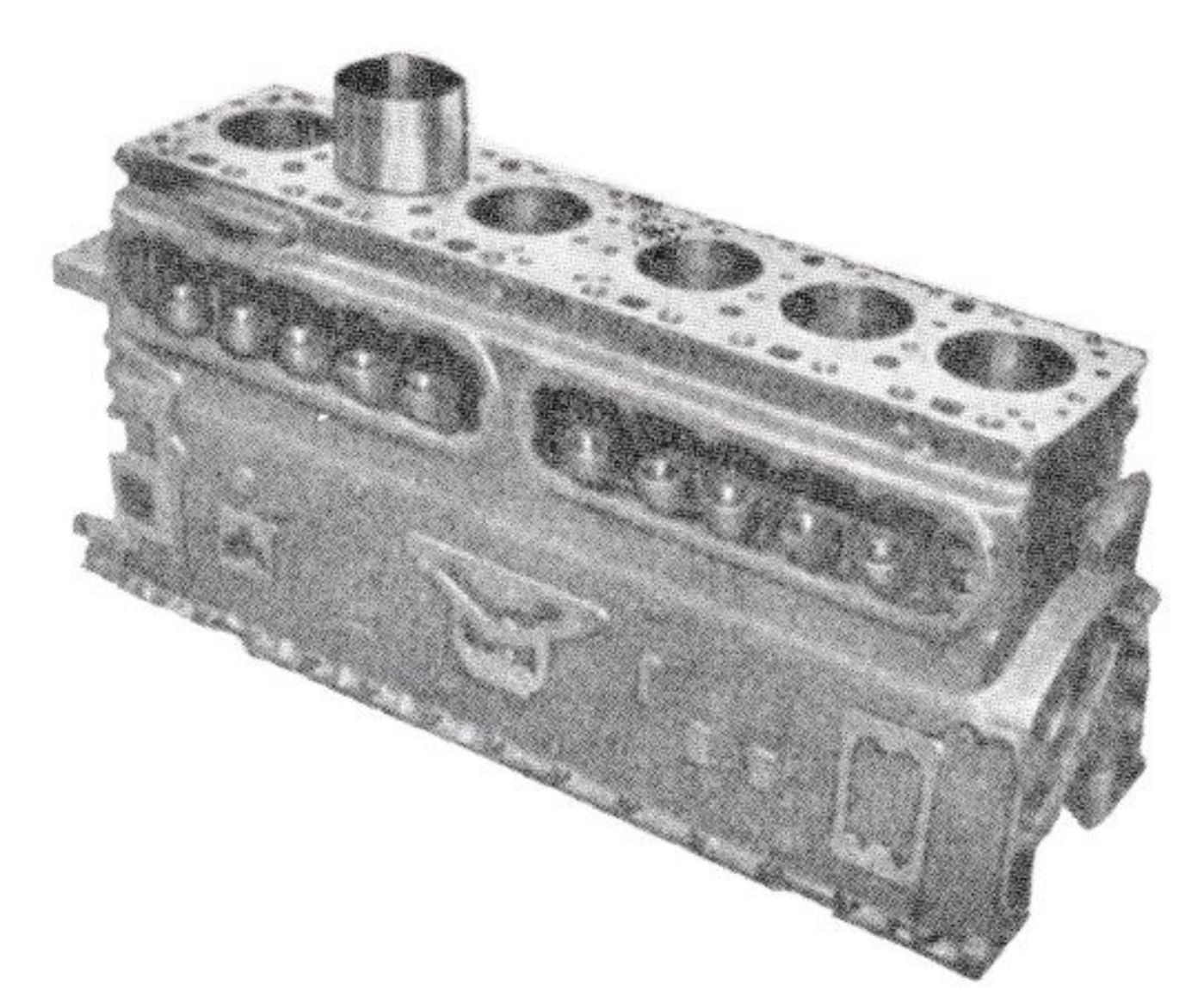


FIG. 433. — Bancada de cilindros para motor de camión (camisas en seco).

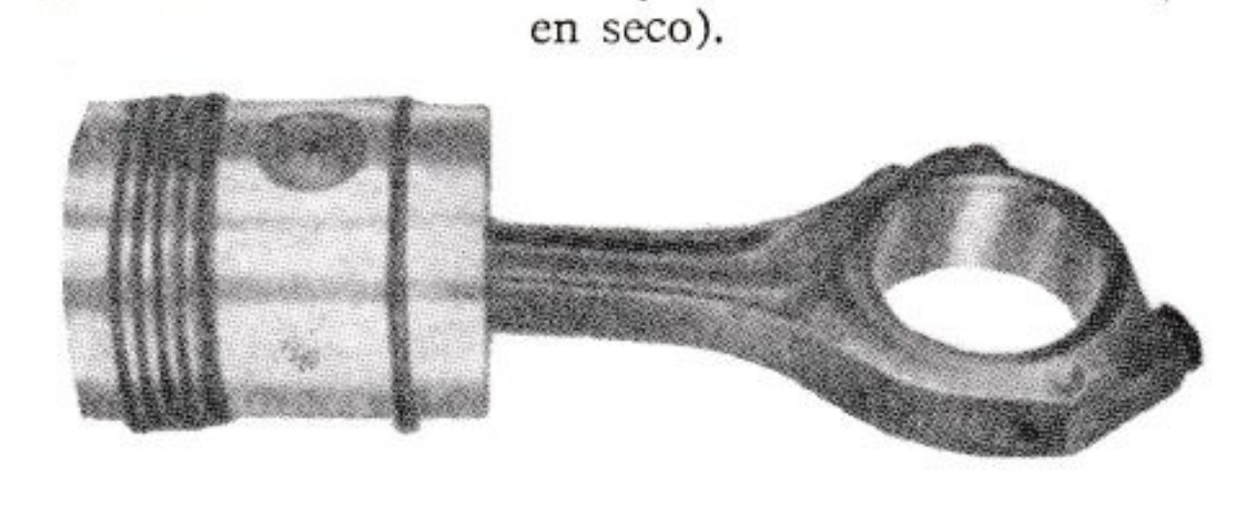


FIG. 434. — Conjunto pistón biela para motor Diesel rápido.

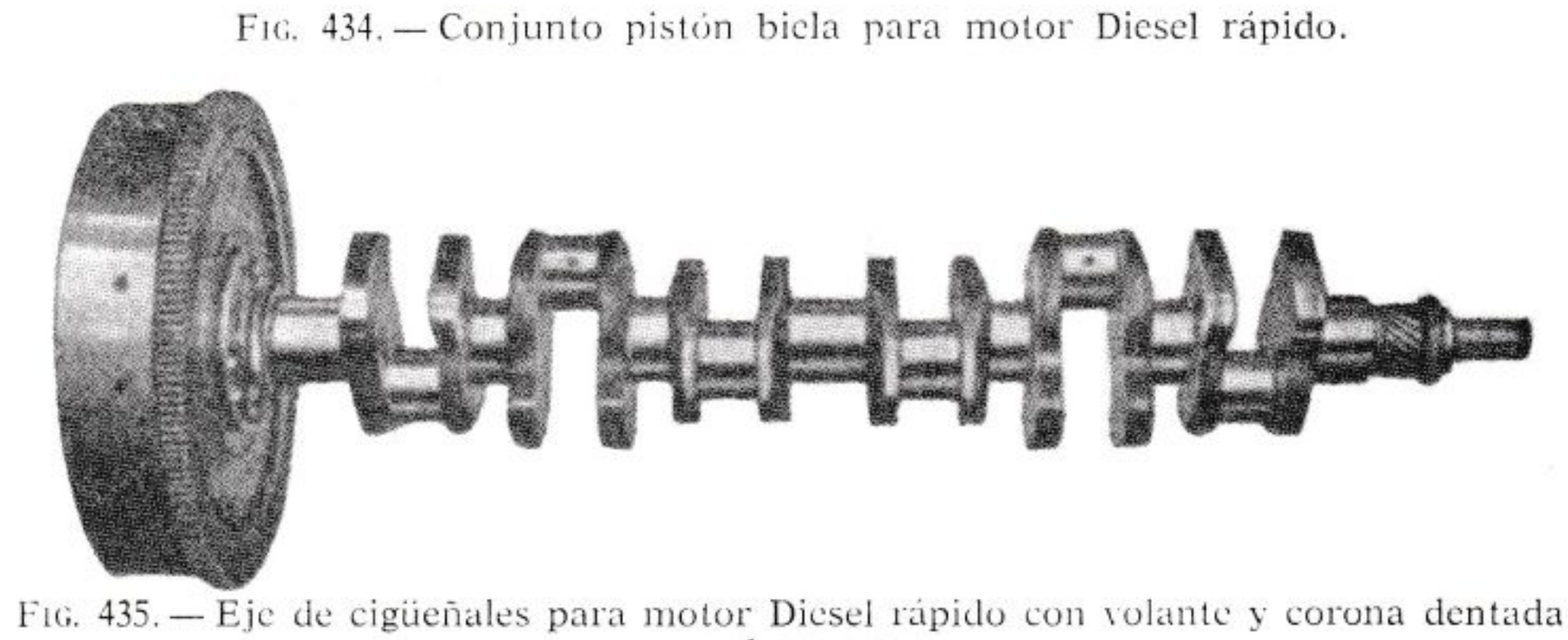


FIG. 435. — Eje de cigüeñales para motor Diesel rápido con volante y corona dentada para el arranque.

Las *válvulas* se disponen siempre en la *culata* para lograr un pequeño volumen de la cámara de combustión, condición necesaria para al-

canzar la elevada relación de compresión característica de estos motores y para facilitar la combustión; su accionamiento se efectúa generalmente por medio de vástagos y balancines desde el eje de camones dispuesto lateralmente en la bancada.

El *eje de cigüeñales* (fig. 435) para cilindradas unitarias superiores al litro, lleva normalmente tantos soportes como manivelas más uno; aunque esté de por sí equilibrado, se le montan contrapesos para disminuir la carga sobre los cojinetes de bancada.

Los *cojinetes* de bancada y de biela son, en general, de casquillos delgados revestidos con aleación a base de cobre y plomo o de aluminio aptos para soportar fuertes cargas y elevadas temperaturas; algunas veces son sustituidos por cojinetes de rodillos (ver fig. 436).

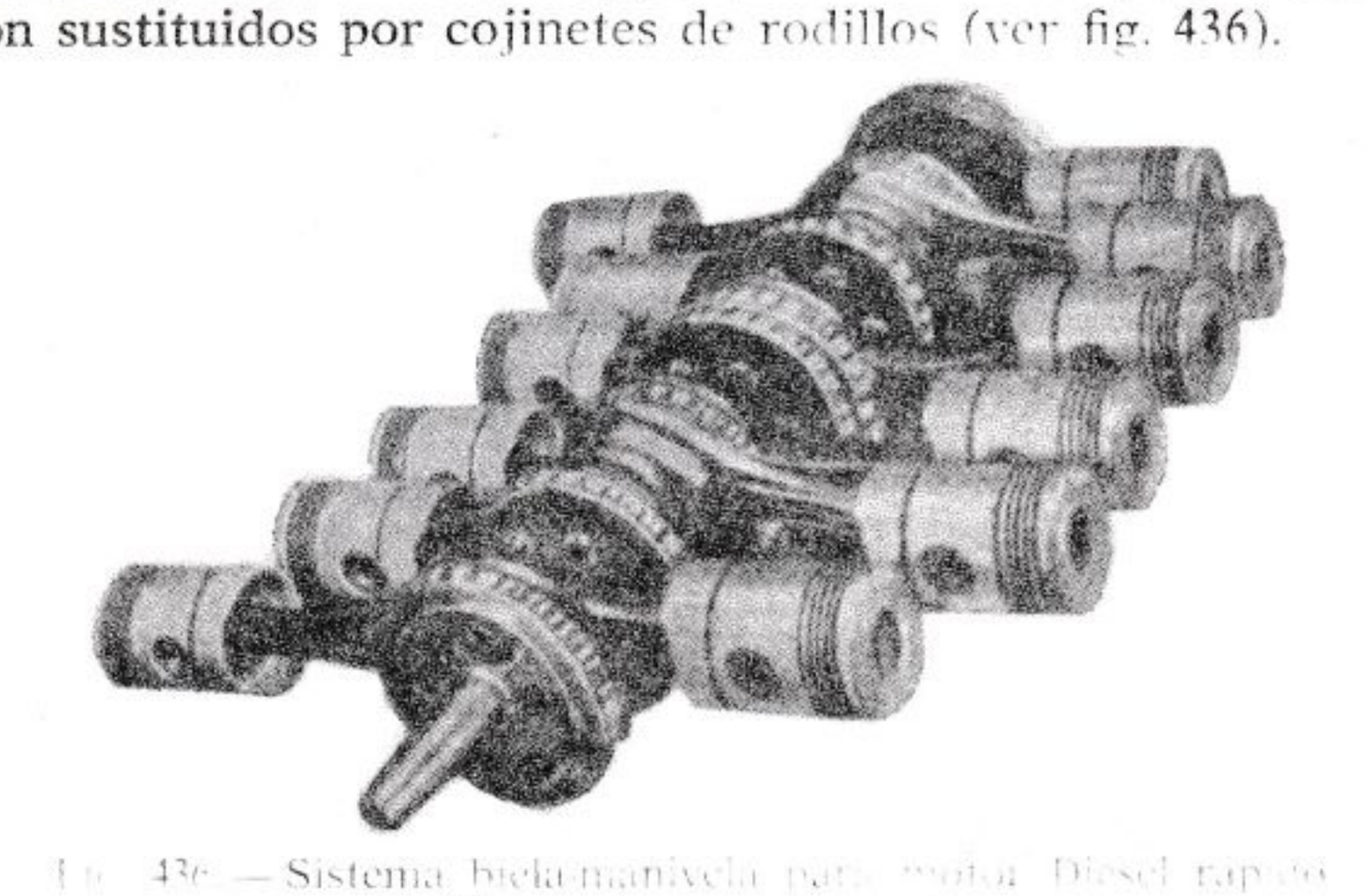


Fig. 436. — Sistema biela-manivela para motor Diesel rápido de 12 cilindros contrapuestos.

XXVI. 2. Órganos principales de los motores medios

Los órganos de estos motores, aunque son de mayores dimensiones, conservan en gran parte las características de proyecto y construcción de los correspondientes a los motores rápidos. Sólo para la bancada y bastidores, debido a las notables dimensiones y a la robustez que se requiere, el tipo de construcción tiende a aproximarse a la de los motores lentos.

La *bancada* y *bastidores* deben de tener gran robustez y rigidez transversal y longitudinal. La estructura es en gran parte soldada con algunas piezas fundidas o estampadas. A semejanza de los motores lentos la bancada sirve a menudo sólo como base de apoyo para los bastidores y lleva en sus correspondientes soportes el eje de cigüeñales. Otras veces la bancada comprende ella misma los soportes del eje. En los motores para tracción Diesel-eléctrica sirve también de soporte al generador eléctrico.

La forma de bancada es casi igual para todos los motores; los basti-

dores asumen, por el contrario, forma diversa según que el motor sea de cilindros en línea o en V. En la figura 437 está representada una estructura para un motor de doce cilindros en V; mientras que en la figura 438 se muestra una bancada y unos bastidores de estructura soldada formando un único bloque.

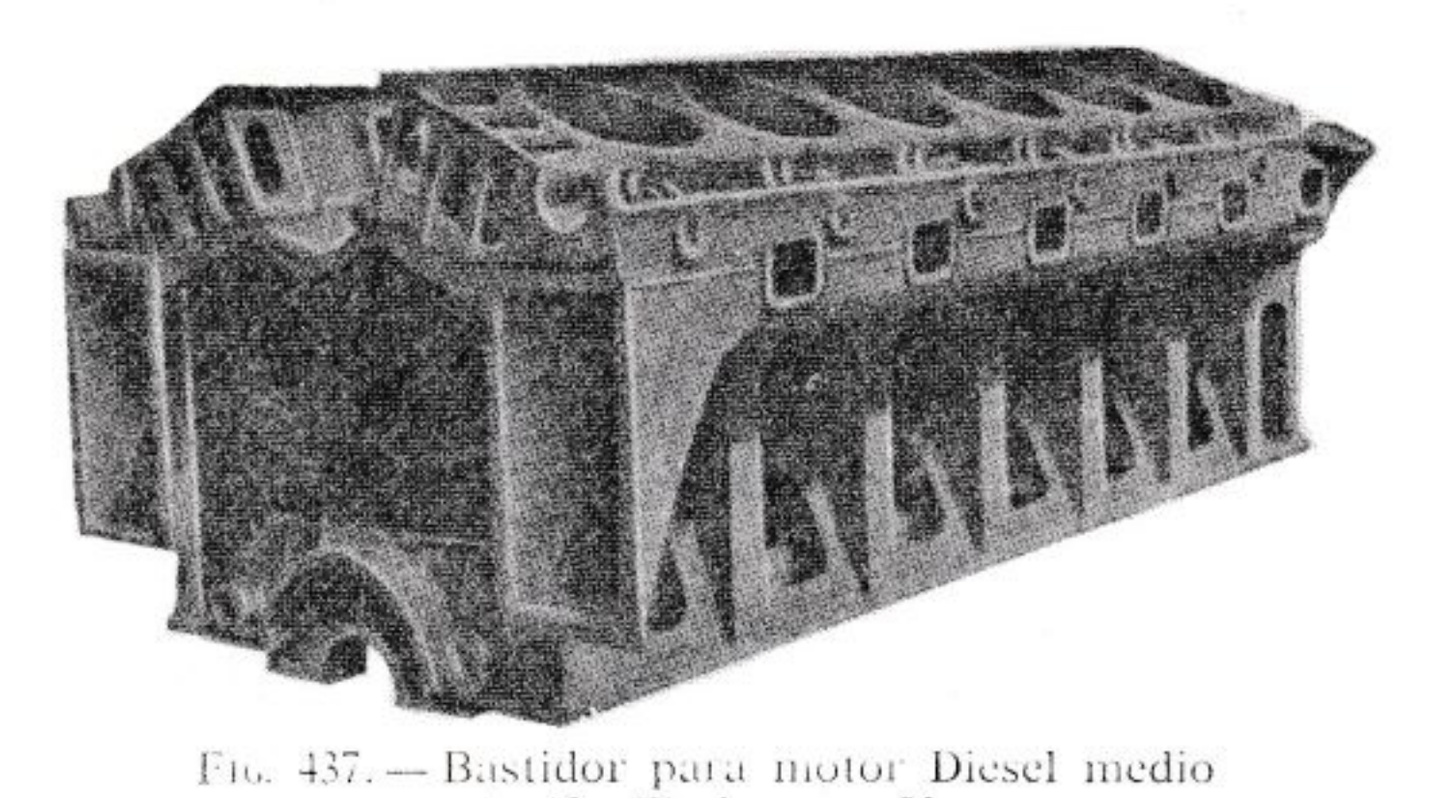


FIG. 437. — Bastidor para motor Diesel medio de 12 cilindros en V.

Las *culatas* y *cilindros* son similares, pero con dimensiones mucho mayores que las de los motores rápidos. La cámara de combustión es casi siempre de inyección directa con inyectores en el centro; general-

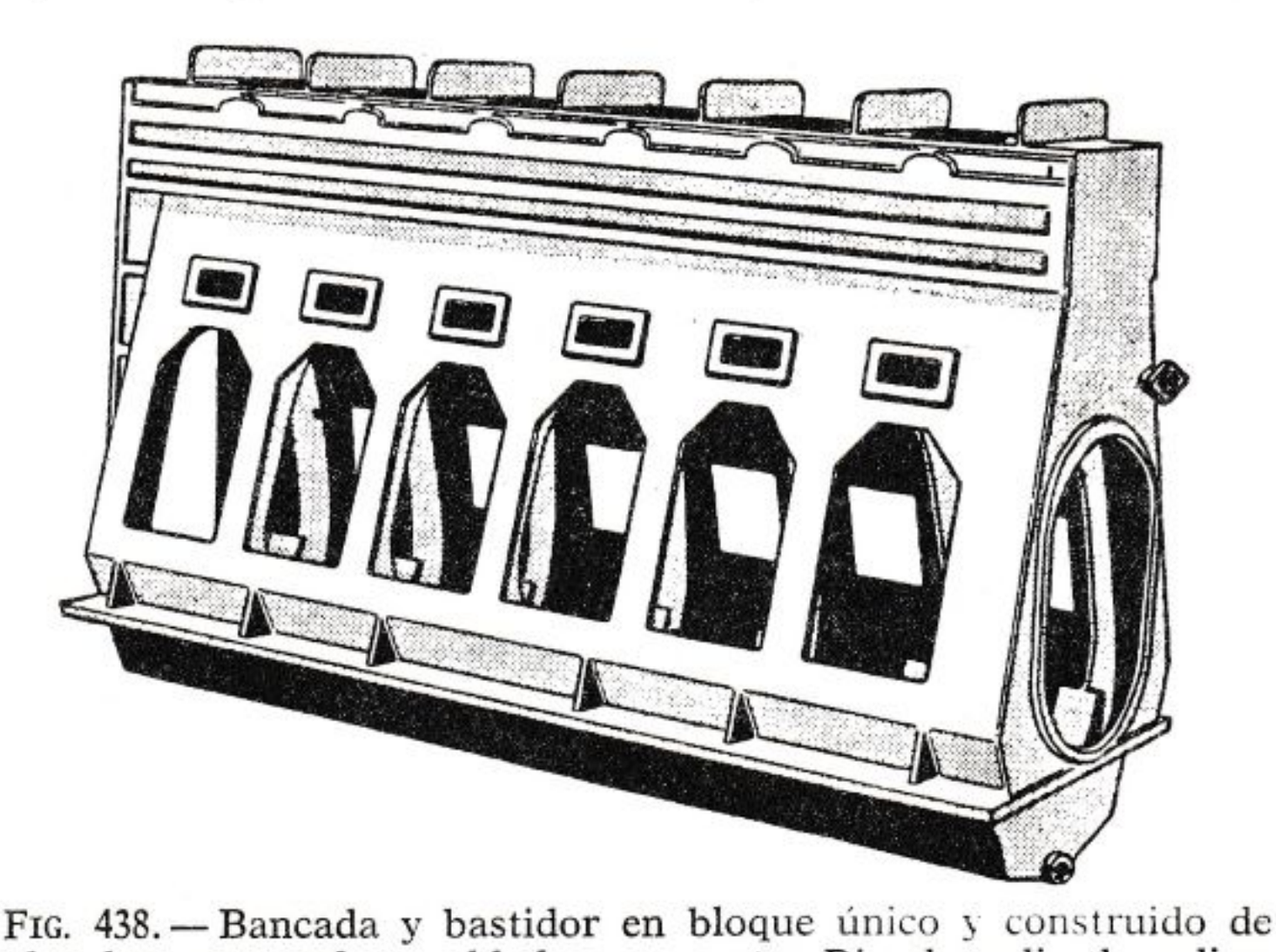


FIG. 438. — Bancada y bastidor en bloque único y construido de plancha estampada y soldada para motor Diesel medio de aplicación marina.

mente se emplean cuatro válvulas por cilindro (todas ellas de escape en los de 2 tiempos; dos de escape y dos de aspiración los de 4 tiempos). Llevan, por lo general, camisas *húmedas,* las que algunas veces son cromadas para aumentar su resistencia.

Los *pistones* son de construcción normal, generalmente en aluminio para los de 4 tiempos y en fundición para los de 2 tiempos; casi siempre están refrigerados (por medio de chorro o por circulación) con aceite que proviene del pie de la biela.

El *eje de cigüeñales,* dadas las elevadas solicitaciones, es de construcción muy rígida y robusta; algunas veces los pernos se endurecen con procedimientos de templado por inducción u otros procedimientos.

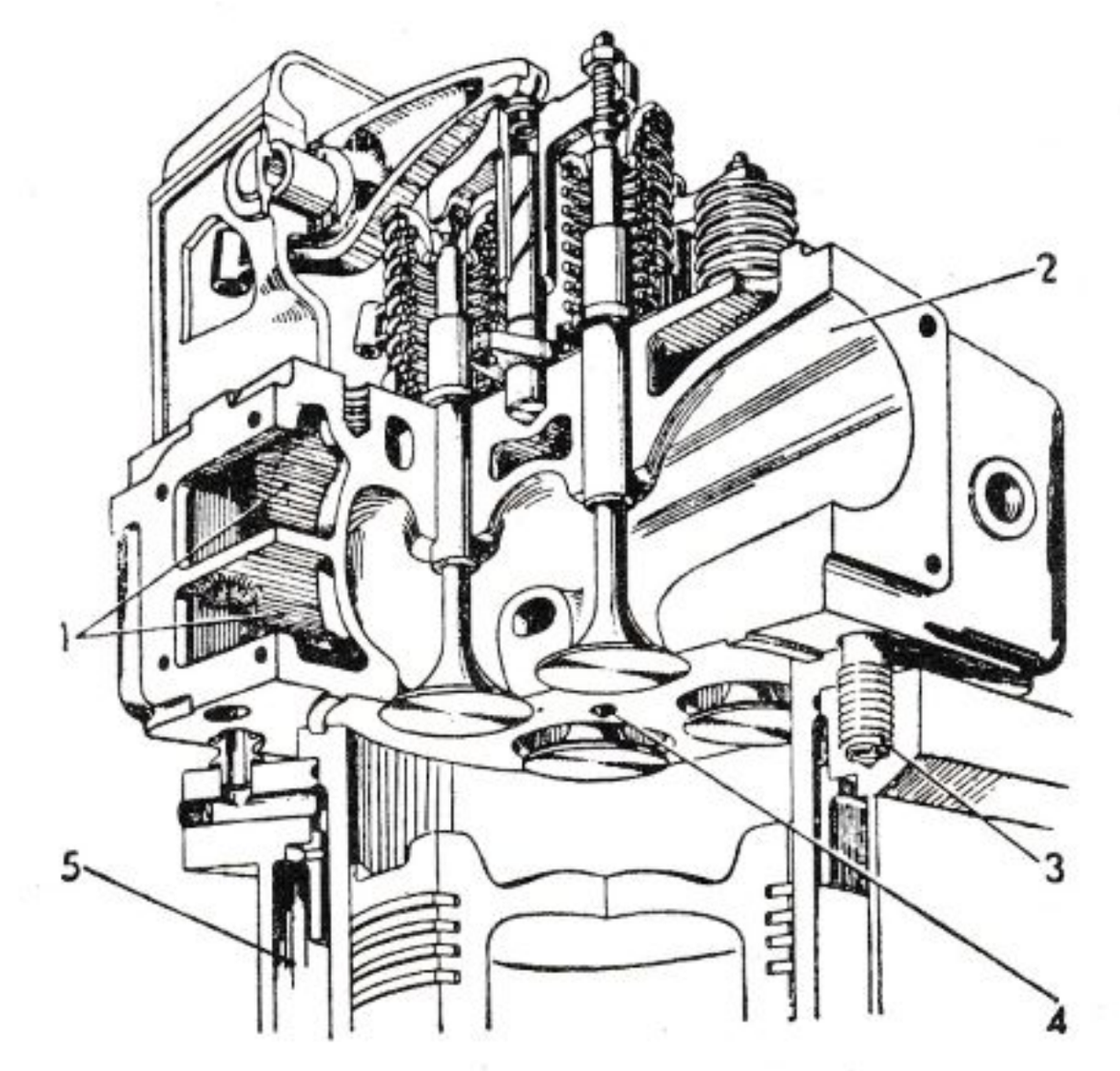


FIG. 439. — Culata para motor Diesel medio de 4 tiempos para tracción ferroviaria.

1. Cámara circulación agua refrigeración. — 2, Conductos de aspiración. — 3, Pernos fijación de la culata. — 4, Pulverizador. — 5, Conducto para agua refrigeración.

Los *cojinetes* son del tipo de casquillo delgado en metal blanco o con aleación cobre-plomo revestida alguna vez con procedimiento electrolítico y una capa delgadísima de plomo o de indio.

Los *órganos de la distribución* y sus correspondientes accionamientos son en todo similares a los de los motores rápidos.

XXVI. 3. Estructura fija de los motores lentos (bancada - bastidores - cilindro - camisa - culata)

A diferencia de lo que hemos visto para los motores rápidos y medios, las características constructivas de los motores lentos difieren notablemente de las de los motores de E.B.; razón por la cual en el presente párrafo y en los sucesivos trataremos de sus órganos más ampliamente de cuanto se ha hecho para los primeros.

La *bancada* constituye la parte inferior de la estructura resistente y sirve con sus apoyos, para fijar el motor a la fundación o a los *polines*. Esquemáticamente está constituida por dos vigas longitudinales, unidas en sentido transversal entre cada dos cilindros, por *tabiques* (fig. 440)

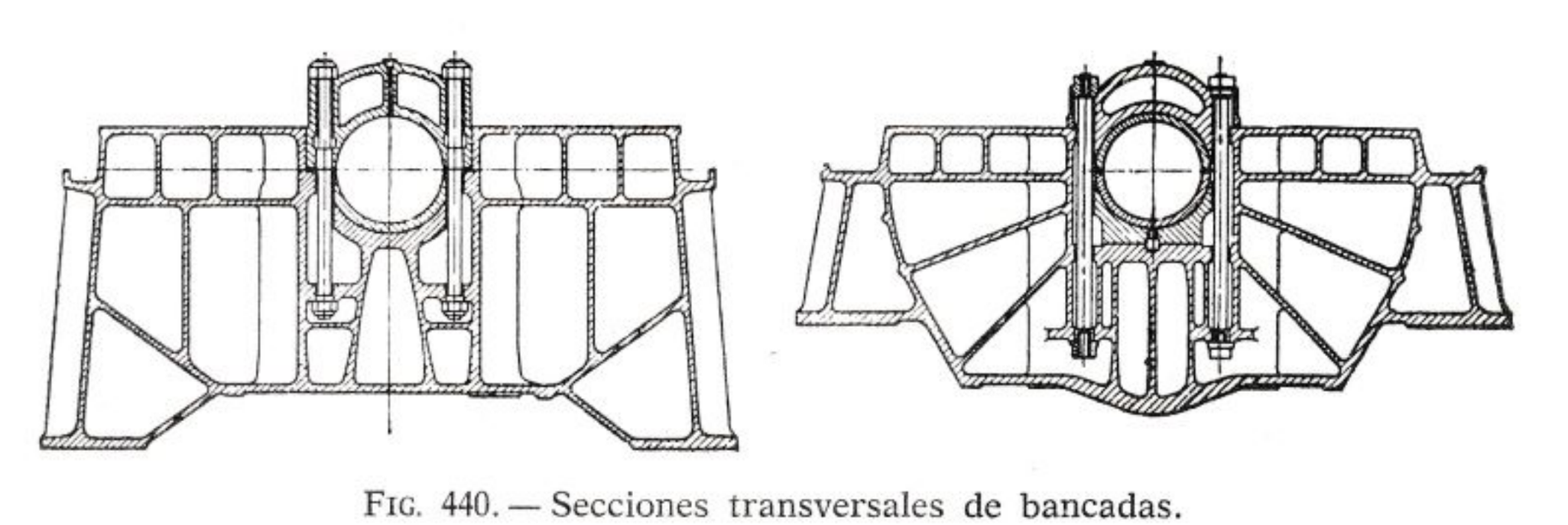


FIG. 440. — Secciones transversales de bancadas.

reforzados de nervios y que llevan los alojamientos para los cojinetes del eje cigüeñal. La bancada debe de presentar una gran rigidez para soportar y repartir los esfuerzos transmitidos por las manivelas y los demás órganos que lleva unidos. La parte inferior hace generalmente la

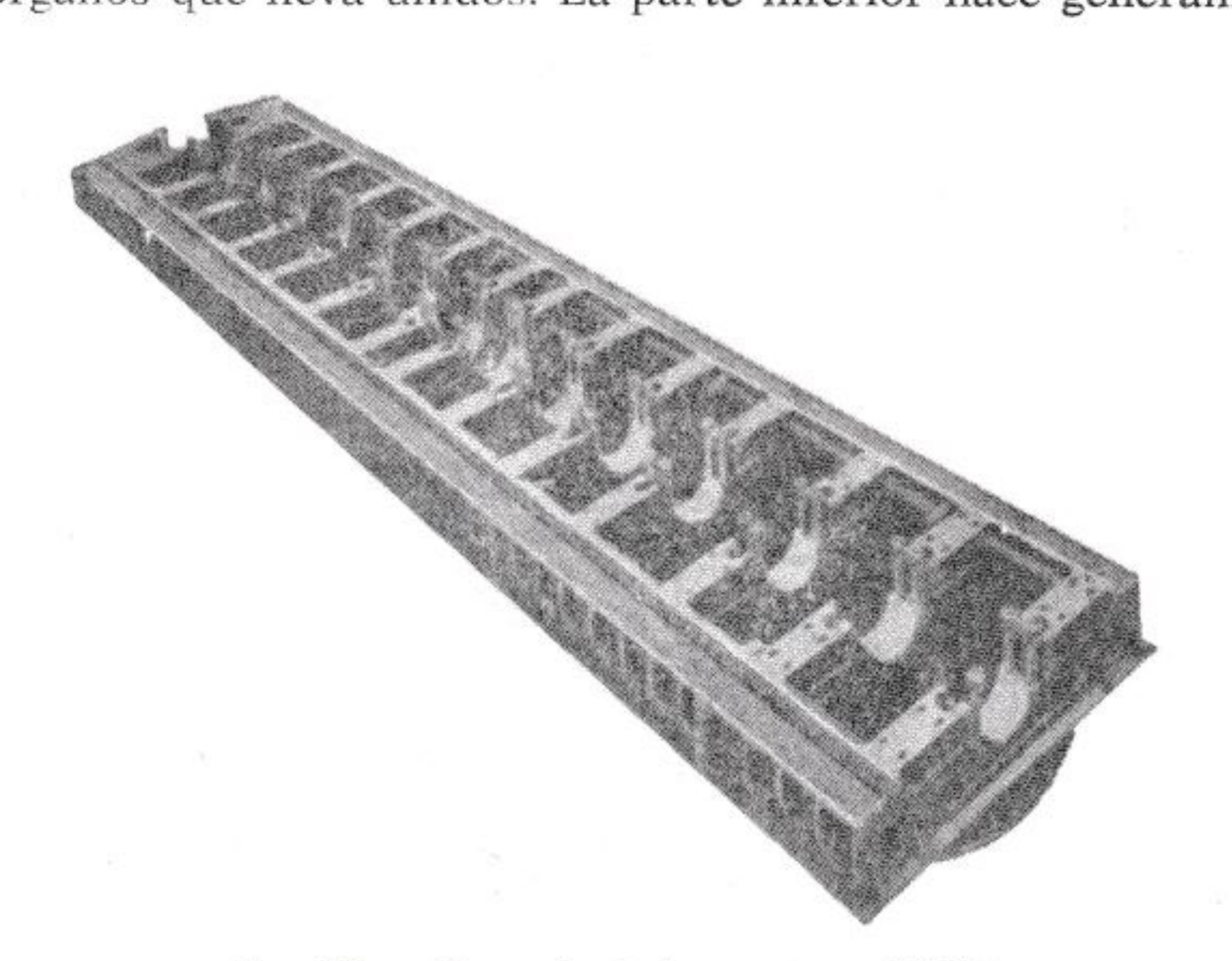


FIG. 441. — Bancada de los motores FIAT de la motonave «Giulio Cesare».

fundición de *bandeja* para el aceite y para ello toma forma adecuada (en algunos casos la bandeja está construida de lámina soldada y está aplicada a la parte inferior de la bancada); en la parte superior se apoyan los bastidores, que a su vez sostienen los cilindros y las bombas. Generalmente la bancada está construida en fundición o en casos especiales

de acero fundido; en las construcciones ligeras se usa más bien la plancha soldada. En la figura 441 se muestra la bancada de un gran motor marino.

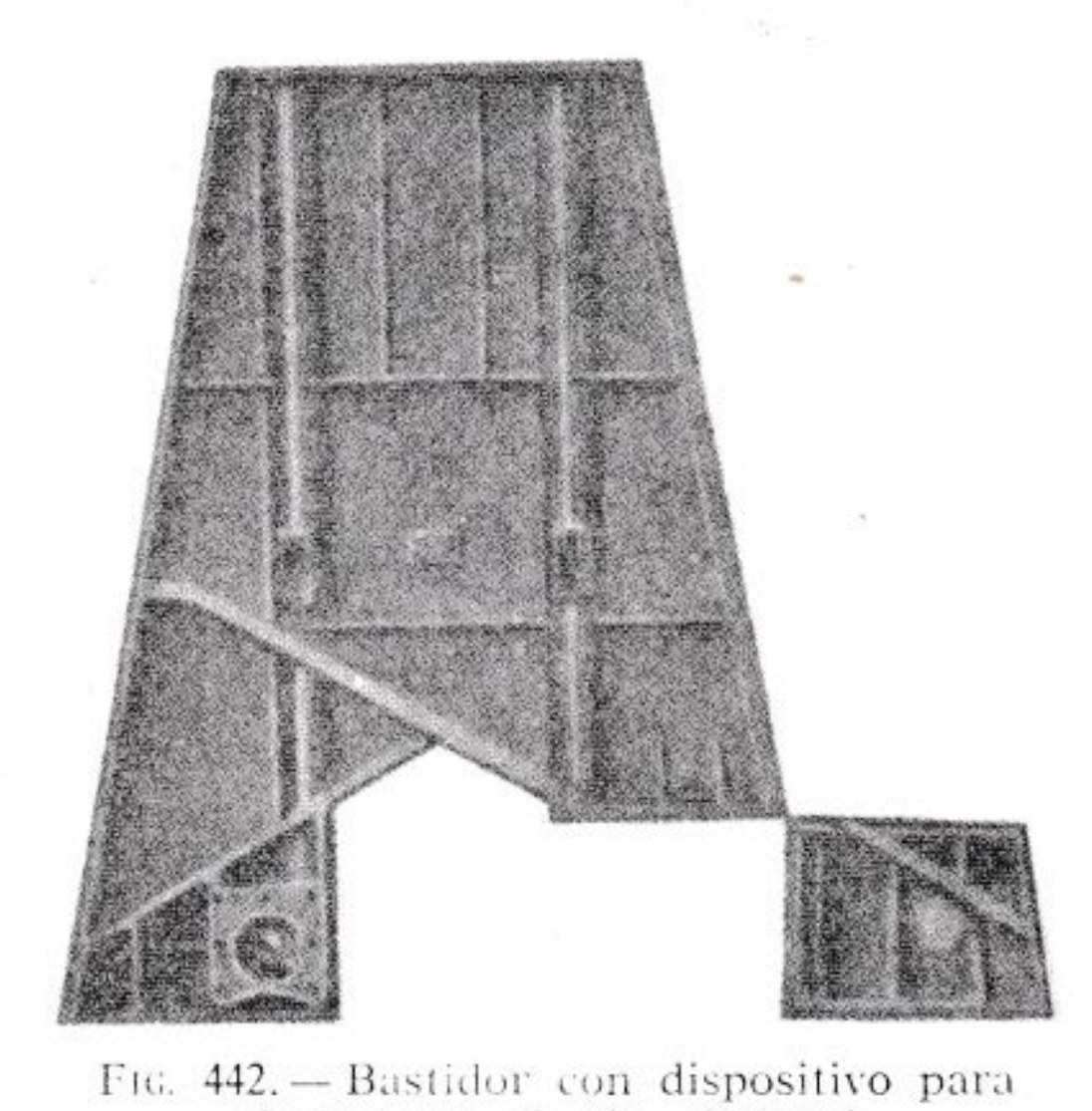


FIG. 442. — Bastidor con dispositivo para desmontar el eje cigüeñal.

Los *bastidores,* colocados sobre la bancada para soportar los cilindros, se realizan en las construcciones comunes según dos diferentes sistemas constructivos: en un solo *bloque* o en *piezas* independientes.

El *sistema en piezas* se usa normalmente en los motores de grandes dimensiones, los bastidores son independientes y van colocados entre cada biela, reciben también el nombre de montantes, se construyen en fundición o acero fundido (figura 442), se unen mediante pernos por la parte inferior a la bancada y por la superior a los cilindros.

Los *bastidores en una sola pieza* constituyen una especie de gran caja con las paredes longitudinales unidas entre sí transversalmente en forma análoga a la bancada (fig. 443). Este tipo de bastidor se usa en los motores de dimensiones relativamente pequeñas y se construye, por lo general, en fundición gris.

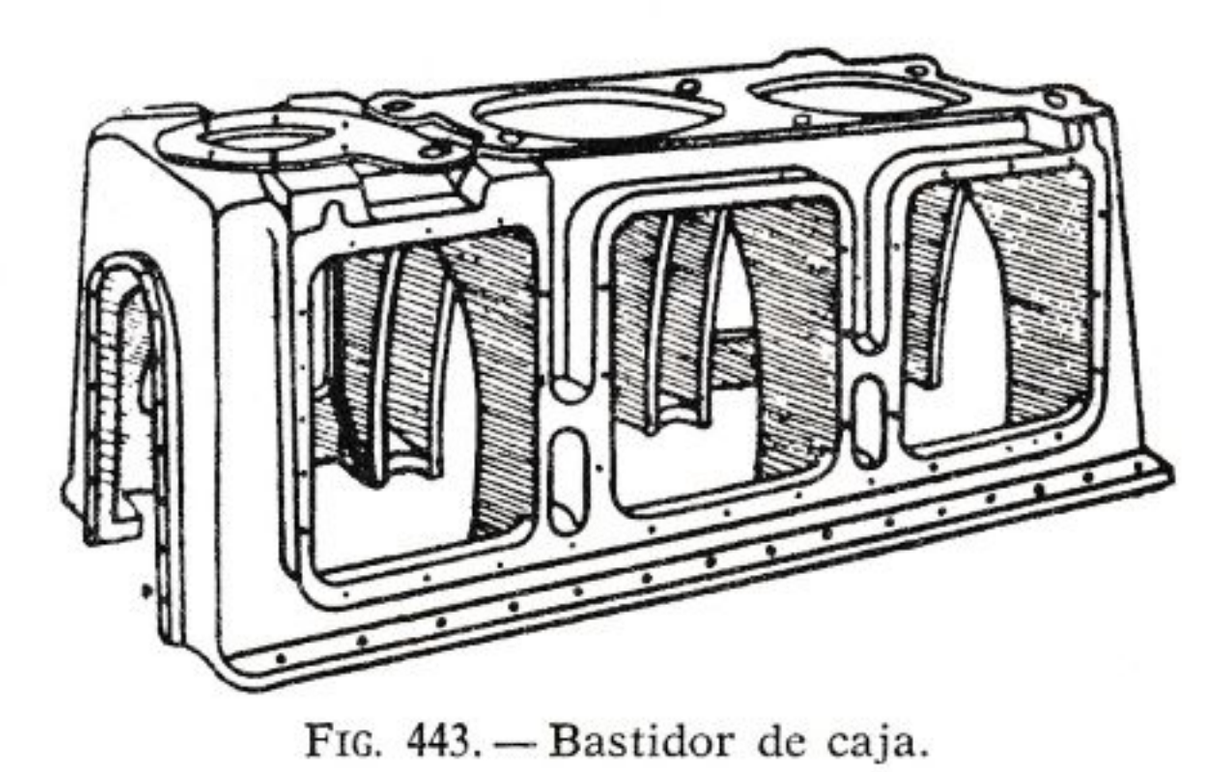


FIG. 443. — Bastidor de caja.

En los dos tipos de bastidores la unión con la bancada y con los cilindros puede realizarse por medio de largos tirantes que partiendo de la bancada y atravesando los bastidores en toda su altura llegan hasta la parte superior de los cilindros (fig. 444). Con este sistema el conjunto puede ser aligerado, ya que los bastidores son descargados de los esfuerzos de tracción y para los que es poco apta la fundición.

En los motores que tienen la *biela con cruceta,* los bastidores llevan las *guías* para los *patines;* según que el patín sea simple o doble cada cilindro lleva una o dos guías.

El *cilindro* lleva por lo general *camisas húmedas,* por las grades ventajas que este sistema presenta en la facilidad de reemplazo de camisas y por las mejores condiciones de refrigeración.

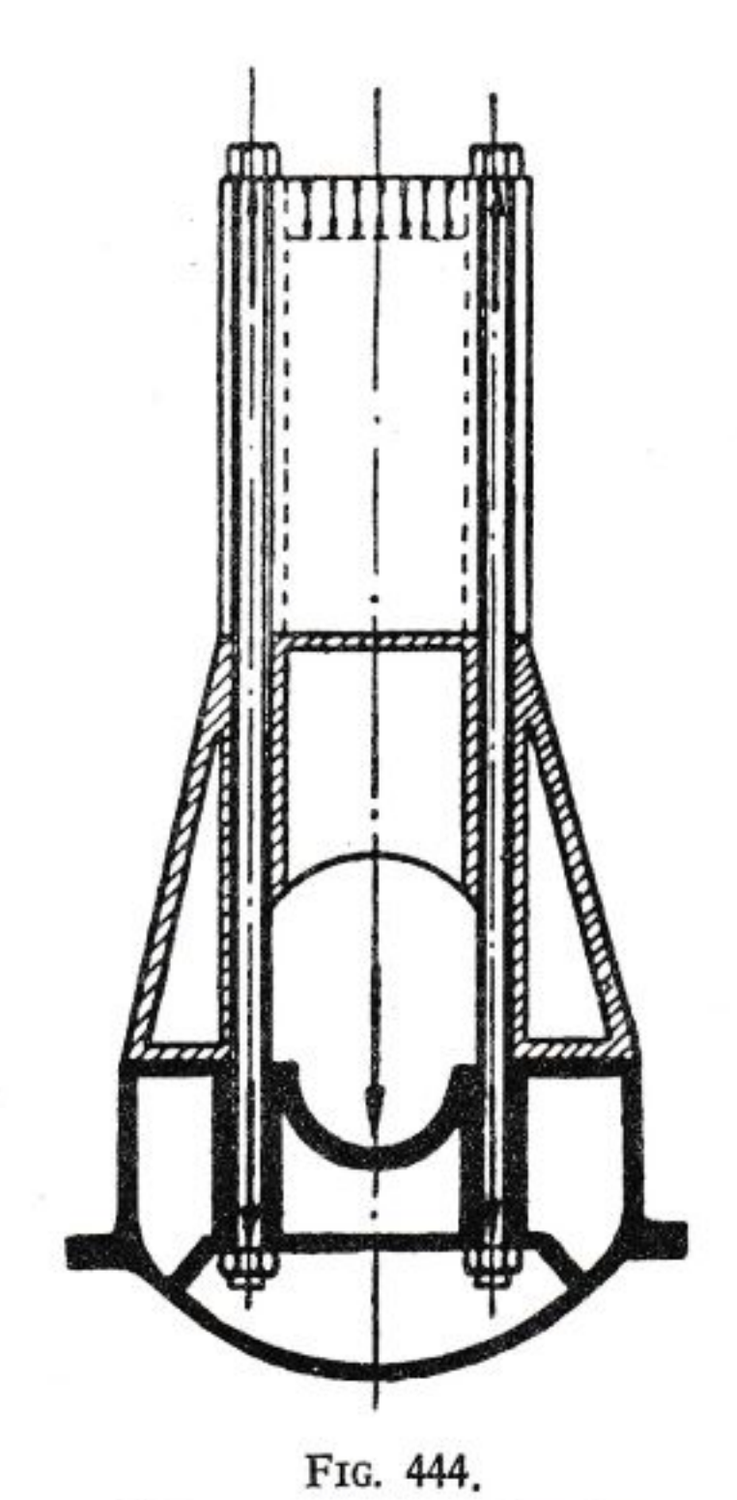


FIG. 444.
Estructura con tirantes

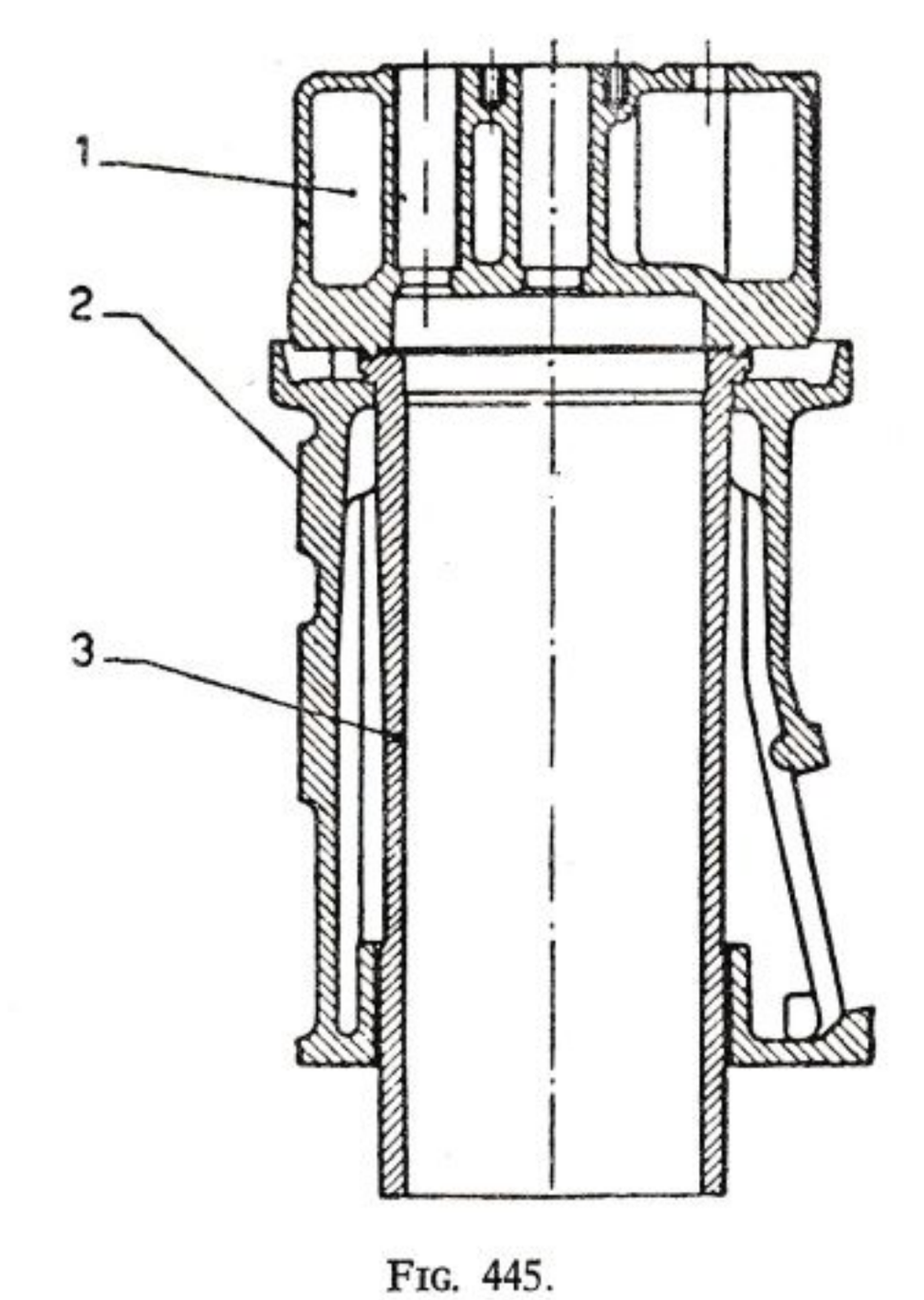


FIG. 445.
Cilindro para motor de 4 tiempos
1, Culata. — 2, Cilindro. — 3, Camisa.

El *cilindro* tiene la función de sostener la *camisa* y la *culata* y constituye, además, la pared externa de la cámara de circulación de agua.

En los motores pequeños los *cilindros* están a menudo reunidos en uno o más *bloques,* mientras que en los motores de grandes dimensiones se construyen casi siempre separados; en este último caso los distintos cilindros están rígidamente unidos entre sí por medio de pernos, al objeto de aumentar la rigidez de la estructura del motor.

Cuando se adopta el tipo de estructura con tirantes (fig. 444), los cilindros están atravesados por éstos en toda su altura; en caso contrario se unen a los *bastidores* con fuertes pernos.

El cilindro lleva en su parte baja la entrada para el agua de refrigeración y en su parte alta la salida para la misma; algunas veces está previsto asegurar una circulación más eficaz en la parte alta al objeto

de garantizar una buena refrigeración de la camisa en la parte correspondiente a la cámara de combustión.

En la figura 445 está representado un cilindro completo para motor de 4 tiempos y en la figura 446 un cilindro para motor de 2 tiempos. Este último lleva las *galerías* y *conductos* de barrido y escape, y correspondiéndose con éstas en las paredes externas, las uniones a los respectivos colectores.

Los cilindros están generalmente construidos en fundición; para las construcciones destinadas a naves ligeras se recurre a menudo a la fabricación con plancha estampada y soldada.

La *camisa* tiene esquemáticamente la forma de un tubo con las paredes externas de acuerdo con las necesidades de proyecto. La simplicidad en la forma tiene gran importancia porque permite lograr más fácilmente una fundición sana y una precisa maquinación. Por lo general, la camisa lleva una pestaña en su extremidad superior por medio de la cual se fija entre *cilindro y culata. En los motores de 2 tiempos,* correspondiéndose con el tramo de camisa abarcado por el cuerpo del cilindro, se practican las *galerías de lavado y de descarga.*

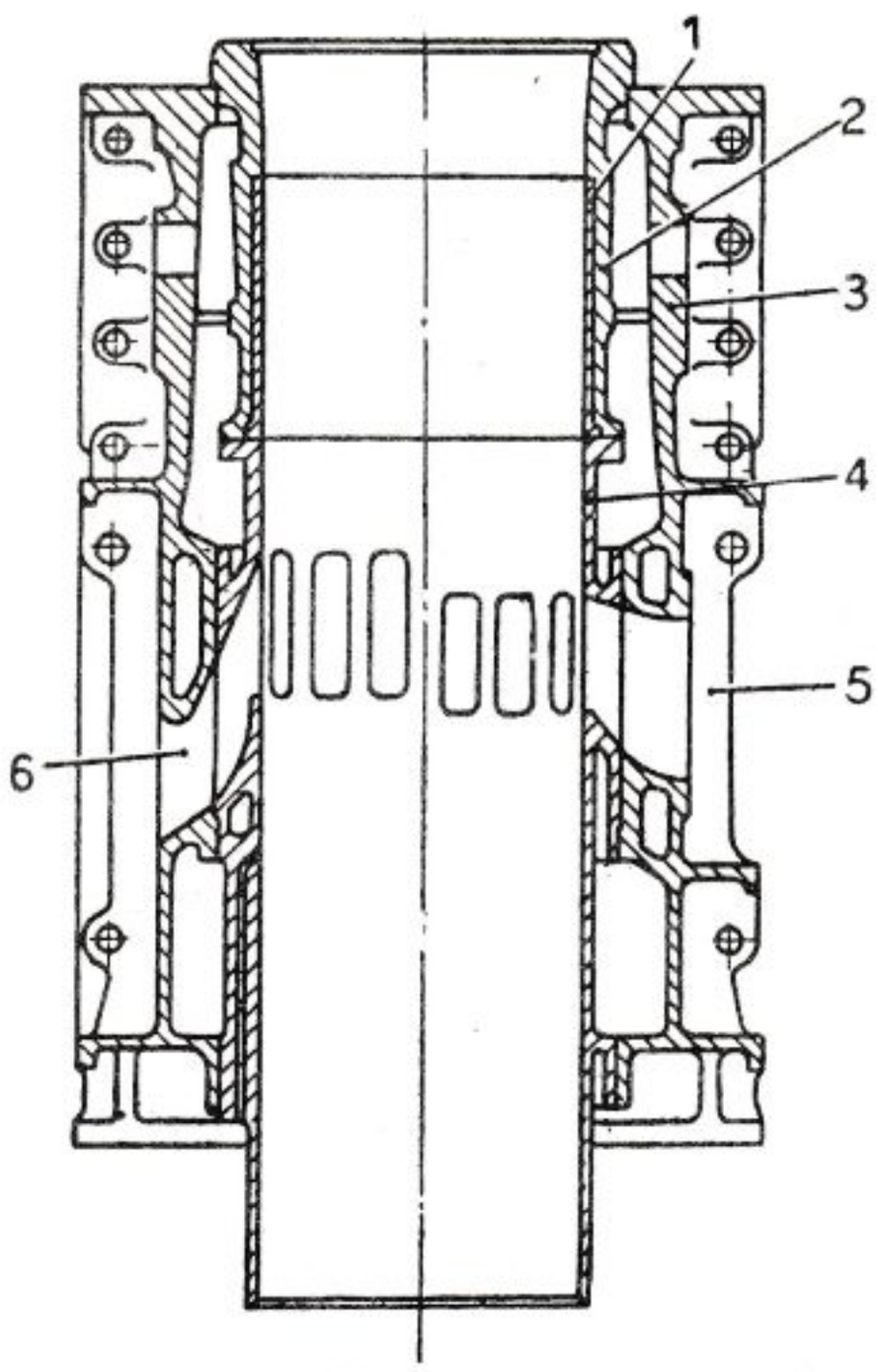


FIG. 446. — Cilindro para motor de 2 tiempos simple efecto.

1, Casquillo de la camisa. — 2, Camisa superior. — 3, Cilindro. — 4, Camisa inferior. 5, Galerías de escape.—6, Galerías de barrido.

En los motores de doble efecto la camisa está formada por dos o tres partes, una de las cuales está fija a la extremidad superior del cilindro y otra a la inferior; estas partes se unen entre sí de modo que permitan desplazamientos recíprocos originados por las diferencias de dilatación debidas a la diferencia de temperatura y coeficientes de dilatación de los materiales usados en las distintas partes (ver fig. 447).

La *culata* tiene, *en los motores de 4 tiempos,* una forma más bien complicada y de no fácil ejecución, debido al gran número de órganos que debe de llevar.

En los motores de 2 tiempos con barrido transversal o de lazo, la culata tiene una forma mucho más simple por la ausencia de las válvulas de aspiración y de escape, así como de sus respectivos conductos (v. fig. 447).

En los motores de doble efecto además de la *culata superior,* la cual no difiere en nada de las correspondientes a motores de simple efecto,

existe la *culata inferior,* que, como ya sabemos, se caracteriza por estar atravesada por el vástago del pistón (ver fig. 447).

Para obtener una buena distribución del combustible en la cámara, es necesario disponer en la cabeza inferior dos o más pulverizadores, para remediar así el inconveniente de la presencia del vástago; en correspondencia, con cada pulverizador la cámara tiene un perfil cóncavo adaptado a la forma del chorro (fig. 448).

Es muy importante la estanqueidad (fig. 448) en la parte correspondiente al paso del vástago; una estanqueidad defectuosa puede ser causa de graves inconvenientes, tales como quemaduras en el mismo vástago o contaminación del aceite lubricante, además de pérdida de potencia.

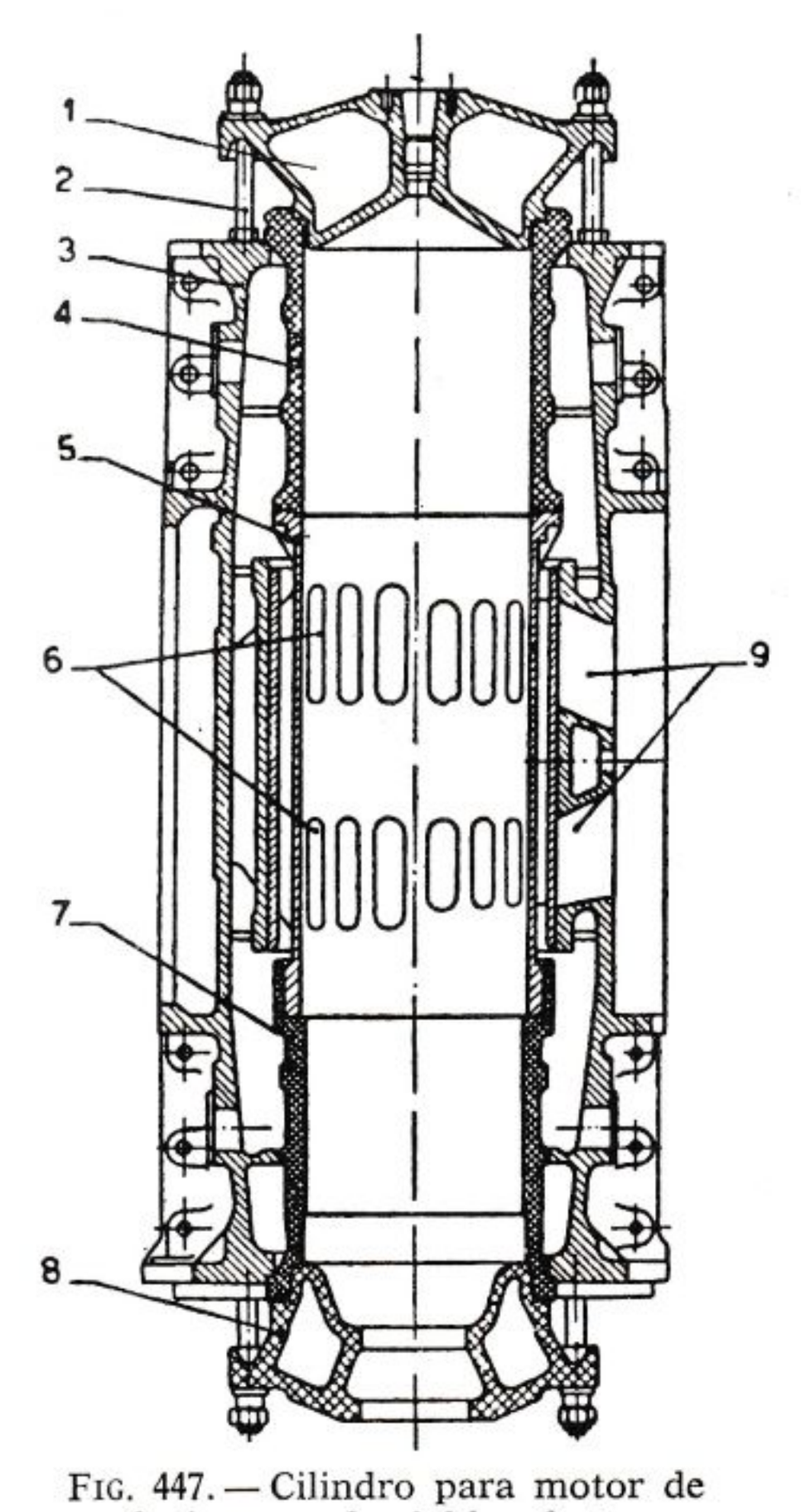


FIG. 447. — Cilindro para motor de 2 tiempos de doble efecto.

1, Culata superior. — 2, Pernos para fijar culata y camisa. — 3, Cilindro. — 4, Camisa superior. — 5, Camisa intermedia. — 6, Lumbreras de barrido. — 7, Camisa inferior. — 8, Culata inferior. — 9, Galerías de escape.

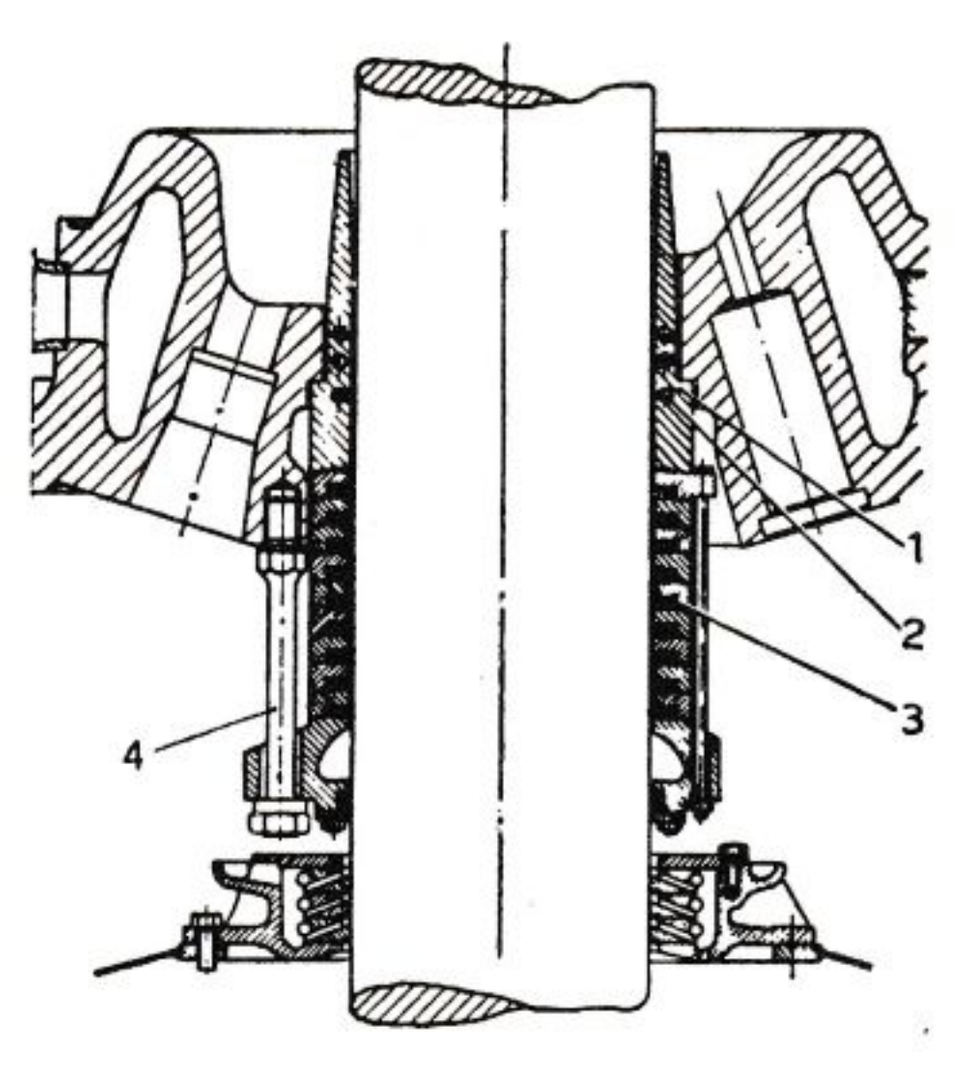


FIG. 448. — Dispositivo de empaquetado del vástago.

1, Parallama. — 2, Orificios de circulación del agua de refrigeración. — 3, Aros de empaquetado. — 4, Pernos para fijación a la culata.

Los motores Diesel lentos llevan una válvula de seguridad en la culata, que se abre cuando se alcanzan presiones excesivas que podrían causar roturas o daños; es simplemente una válvula automática de asiento cónico o plano, mantenida cerrada por la acción de un muelle.

Las culatas son, en general, de fundición gris y de acero; algunas veces se construyen en acero forjado.

XXVI. 4. Órganos del sistema biela-manivela en los motores lentos (pistón - vástago y cruceta - biela - eje - cojinetes)

Los **pistones** son de construcción muy diversa según que el motor sea o no con cruceta.

En el campo de los motores Diesel el *sistema sin cruceta* tiene aplicaciones solamente en las construcciones de dimensiones reducidas (hasta diámetros de unos 500 mm y para regímenes de funcionamiento más bien elevados), los pistones en este caso son del todo comparables con aquellos de los motores de encendido por chispa; la longitud total en relación al diámetro es, sin embargo, mayor, como es también mayor el número de aros de compresión (4 en los motores pequeños y 8 en los grandes). En los motores de dimensiones sobresalientes la *cabeza* y *la falda* forman dos partes distintas empernadas entre sí. Generalmente la cabeza esta construida en acero ya que debe soportar elevadísimas solicitaciones térmicas; la faldilla se construye en fundición.

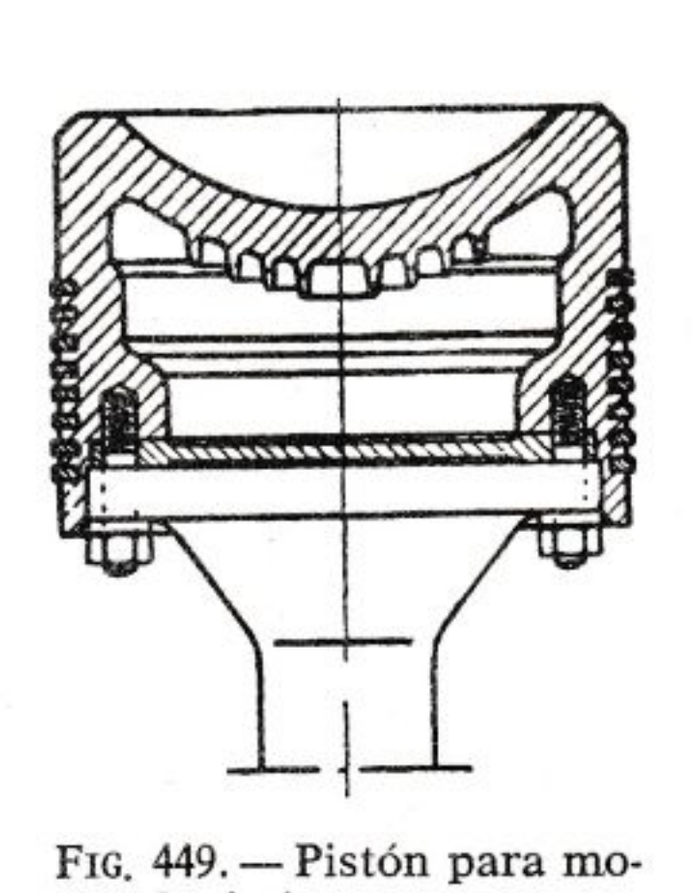


FIG. 449. — Pistón para motor de 4 tiempos con cruceta.

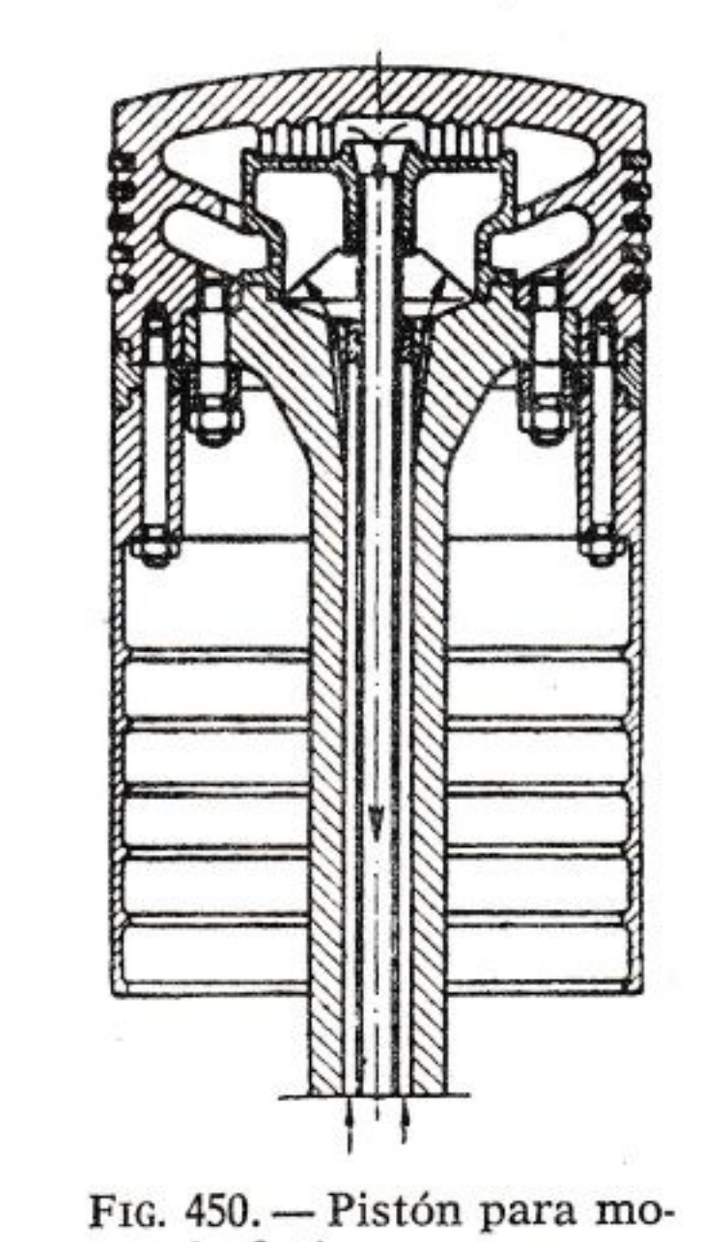


FIG. 450. — Pistón para motor de 2 tiempos con cruceta.

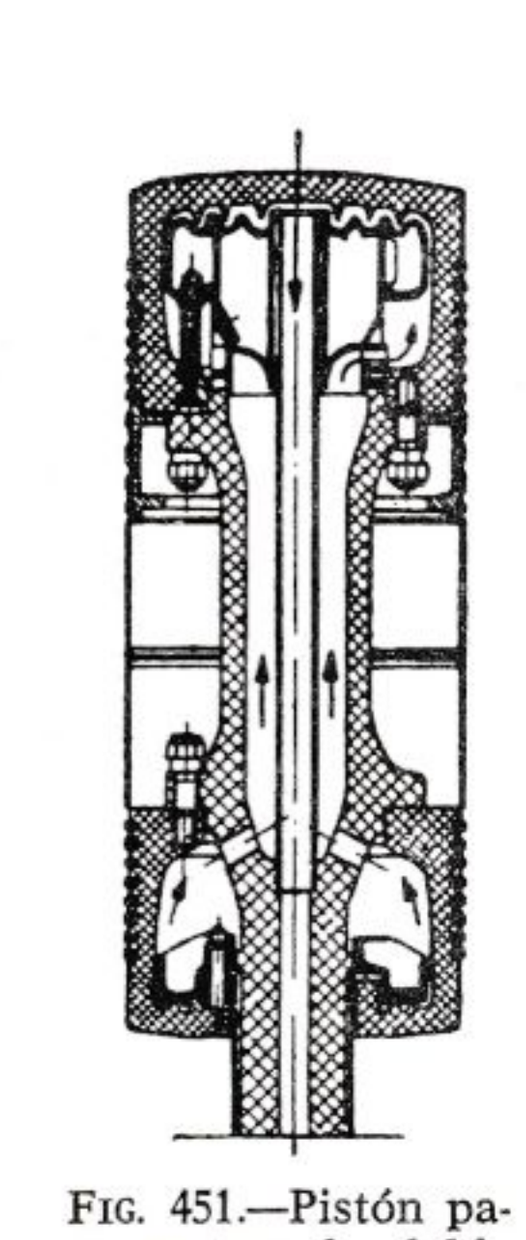


FIG. 451.—Pistón para motor de doble efecto.

Los pistones para el *caso de motores con cruceta* se distinguen de los anteriores porque no llevan el perno. No teniendo que soportar esfuerzo lateral, en los motores de 4 tiempos tienen sólo la misión de hacer estanca la cámara de combustión y de transmitir la presión al vástago, por lo que la *faldilla* es practicamente abolida y la *cabeza* reducida a lo estrictamente necesario para la colocación de los aros de compresión (fig. 449). En los *motores de 2 tiempos* el pistón (fig. 450) ha de

hacer también de órgano distribuidor y por ello está provisto de una *falda* de apropiada longitud, al objeto de cubrir las lumbreras de admisión y escape cuando el pistón se encuentra en el P.M.S.

Los pistones de los motores de doble efecto difieren de los otros por la presencia de la *cabeza inferior* que es similar a la superior, salvo en la presencia del orificio de paso del vástago (ver fig. 451).

El **vástago** y la **cruceta**, de cuyas funciones hemos hablado en el párrafo XXIII. 5, son de construcción similar tanto para los motores de simple efecto como de doble efecto.

El *vástago* en los motores de simple efecto está constituido por una barra cilíndrica en acero forjado en cuya extremidad superior tienen un platillo para su acoplamiento con la cabeza del pistón y en su parte inferior está fileteado para unirlo a la *cruceta*. En los motores de doble efecto el vástago está provisto de otra golilla intermedia para fijarlo a la cabeza inferior del pistón (figura 451).

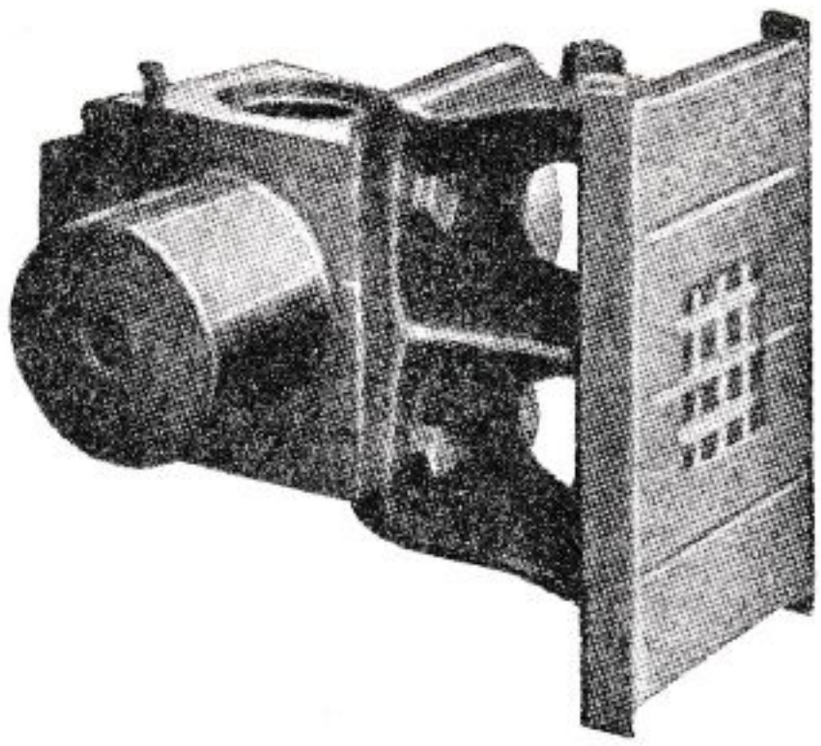


FIG. 452. — Patin de cruceta.

La *cruceta* (fig. 452) está, en general, formada por un cuerpo central en forma de paralelepípedo del cual sobresalen por sus dos caras opuestas dos pernos coaxiales forjados en una sola pieza de acero con el cuerpo central y que sirven para la articulación de la biela; al cuerpo central se fijan el vástago y el *patín* (en ocasiones éste es sustentado por los pernos antepuestos al cuerpo central).

El *patín* consiste en una ménsula en fundición gris o en acero, acoplada a la cruceta por medio de cuatro o seis pernos pasantes y mantenida en posición correcta por una chaveta o por unas guías que lleva la cruceta.

La presión unitaria generalmente admitida en la superficie del patín varía, en condiciones normales de funcionamiento, de 3 a 6 kg/cm²; la correspondiente a los cojinetes de pie de biela y los respectivos pernos de la cruceta es de 100÷140 kg/cm².

La **biela** tiene, generalmente, la *caña* de sección circular, a menudo taladrada axialmente para aligeramiento de peso y para el paso del aceite lubricante.

El *pie* de biela en los motores sin cruceta es similar al de los motores de encendido por chispa, mientras que en los motores con cruceta tienen una *forma especial* como consecuencia de su unión con la cruceta. La cabeza de biela es casi siempre postiza; por medio de suplementos interpuestos entre ella y el plano de apoyo que lleva la extremidad del vástago, es posible variar la relación de compresión del motor. La cabe-

za de biela está siempre dividida en correspondencia con un plano diametral del cojinete en forma análoga a la biela de los motores de encendido por chispa.

El material empleado para la construcción de la biela es el acero forjado; los cojinetes de la cabeza se funden o estampan en acero y se recubren con metal blanco, en general a base de estaño, cobre y antimonio; en motores pequeños, para los cojinetes del pie de biela, se usa alguna vez aleación a base de cobre.

En la figura 453 esta representado en su conjunto el sistema biela-manivela de un motor de doble efecto.

El **eje de cigüeñales** está, por evidentes razones de resistencia y reparto de las cargas, diseñado siempre de modo que cada manivela esté comprendida entre dos cojinetes de bancada.

Cuando las dimensiones no son demasiado grandes (en particular en el caso en que el radio de la manivela es pequeño en relación al diámetro de los pernos) se prefiere la construcción en un *solo tronco forjado,* por simplicidad de elaboración; en los casos de gran longitud total es preferible descomponer el eje en varios troncos unidos entre sí con platillos circulares provistos de numerosos pernos de fijación.

Cuando las dimensiones del eje son más bien sobresalientes se siguen otros dos sistemas de construcción comúnmente llamados *eje compuesto* y *eje semicompuesto.*

En el primer sistema los pernos y brazos de manivela son forjados separadamente; en los brazos se practican dos orificios donde se ajustan en caliente los dos pernos.

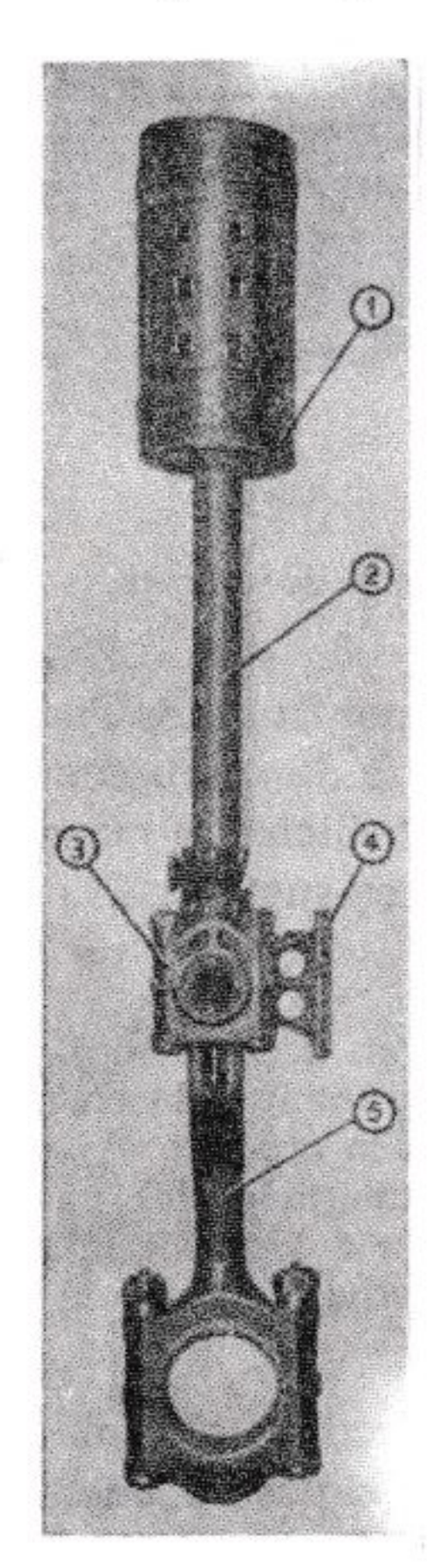


FIG. 453. — Biela-manivela con cruceta para motor de doble efecto.

1, Pistón. — 2, Vástago. — 3, Cruceta. — 4, Patín. — 5, Biela.

La construcción de *eje compuesto* es posible sólo evidentemente cuando el radio de la manivela supera en bastante medida la semisuma de los diámetros del perno de bancada y de biela.

Cuando no se satisface esta condición se recurre a la construcción del eje *semicompuesto* (fig. 454), en el cual se forjan separadamente las diversas manivelas, formada cada una del perno de biela y los dos bra-

zos, y se unen entre sí por medio de los pernos de bancada con un montaje análogo al anteriormente descrito. Generalmente el eje lleva en una extremidad el volante y por la otra mueve un eje secundario que lleva las manivelas que accionan los órganos auxiliares. Éstos pueden ser:

— el compresor de aire (en los motores con inyección neumática);
— la bomba de barrido (en los motores de 2 tiempos);
— las bombas de circulación de agua, de aceite, etc.

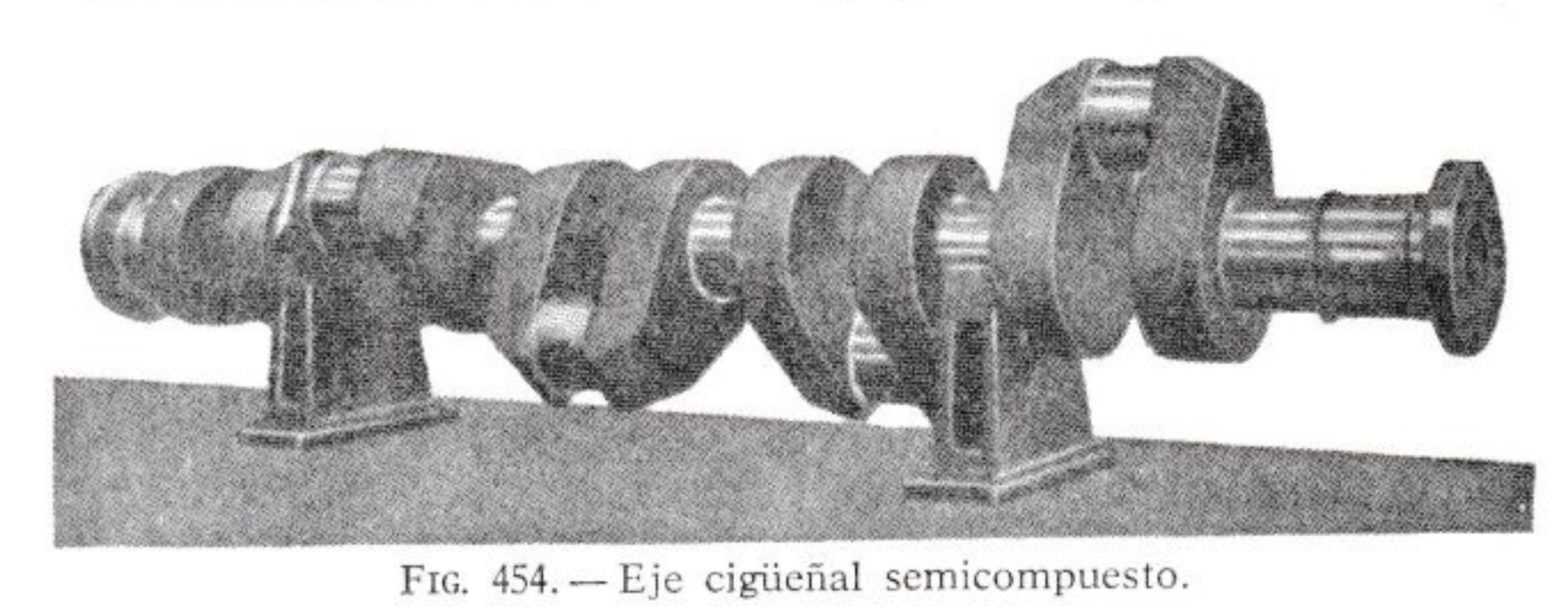


FIG. 454. — Eje cigüeñal semicompuesto.

Es oportuno hacer aquí algunas consideraciones sobre el calado de las manivelas de los ejes de cigüeñal de motores de varios cilindros en el tipo de *doble efecto.*

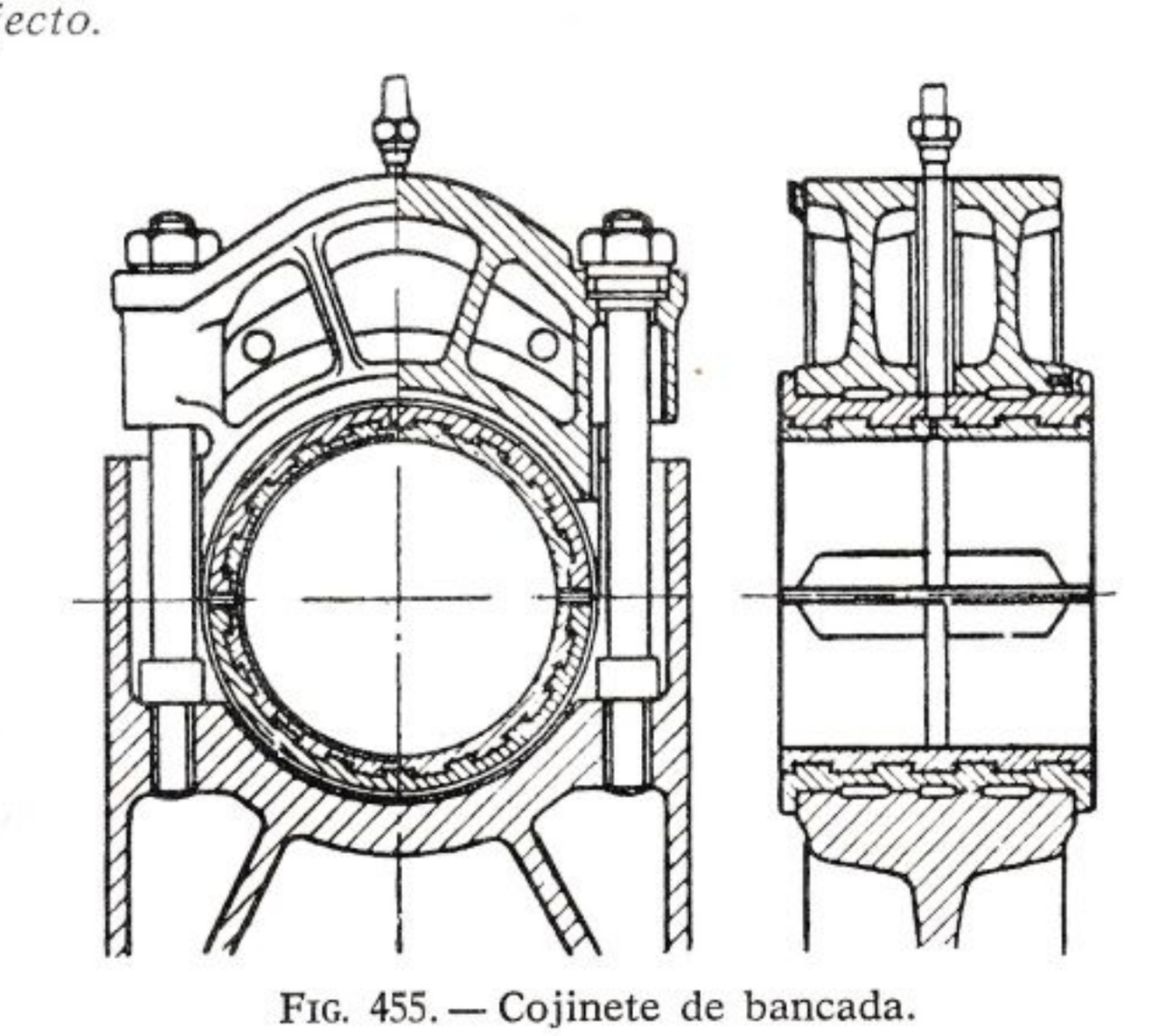


FIG. 455. — Cojinete de bancada.

En los motores de 4 tiempos, para obtener un defasaje uniforme entre las fases de combustión, es necesario que el ángulo entre las manivelas sea de $\frac{720^{\circ}}{2\,i}$, donde i representa el número de los cilindros; el eje resulta, por tanto, igual al de uno de 2 tiempos de simple efecto con igual número de cilindros.

En los motores de 2 tiempos el ángulo entre las manivelas resulta $\frac{360^\circ}{2\,i}$; está claro que para los motores de doble efecto con un número de cilindros impar, la disposición es igual a la del eje de un motor de simple efecto que tiene el mismo número de cilindros, mientras que para los motores de número par de cilindros las soluciones posibles son distintas.

Hacemos notar que en el motor de 2 tiempos de doble efecto, teniendo en cuenta que en cada cilindro la combustión en una cámara tiene lugar durante la compresión en la otra, las cargas máximas sobre los cojinetes son sensiblemente menores que las de los motores de simple efecto.

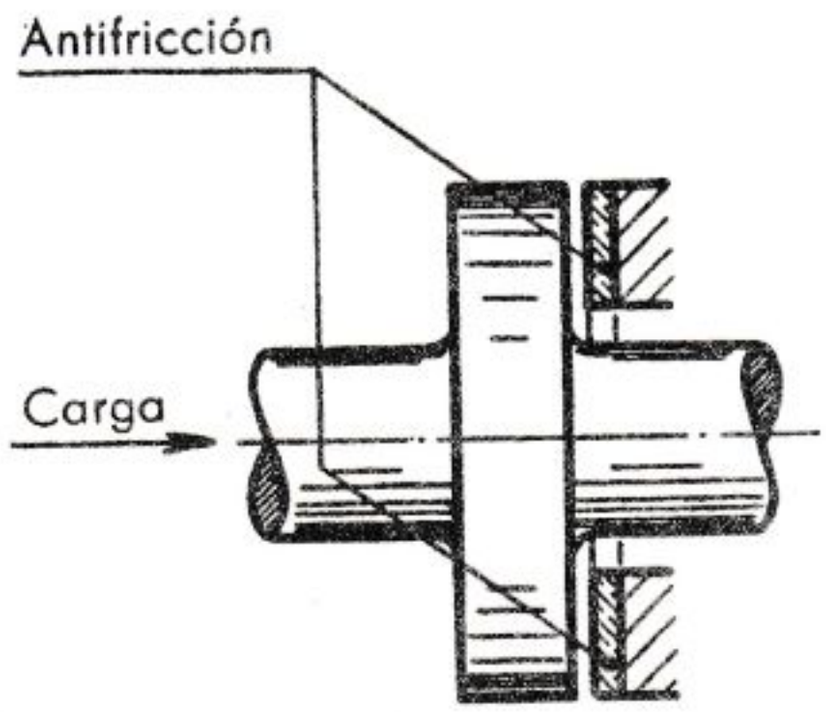


FIG. 456. — Cojinete de empuje de disco.

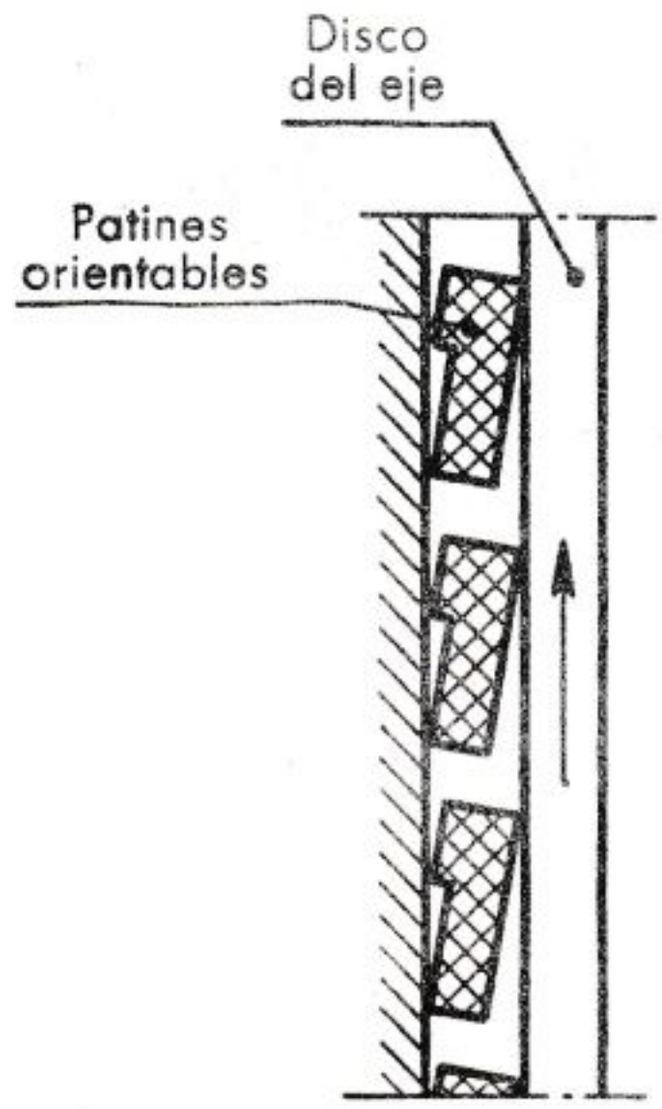


FIG. 457. — Cojinete de empuje Mitchell.

Los **cojinetes** de bancada (fig. 455) están formados por dos casquillos de acero fundido o estampado revestidos interiormente de metal blanco.

El aceite lubricante llega bajo presión por medio de un tubo que atravesando el sombrerete penetra en un orificio del casquillo superior.

El *sombrerete* está fundido en fundición gris o bien, especialmente en los motores de doble efecto, en acero.

El diámetro de los cojinetes de bancada y de biela está definido por el correspondiente diámetro de los pernos del eje cigüeñal calculados para resistir las máximas solicitaciones previstas. Fijados el diámetro D, se da al cojinete una longitud L tal que el producto $p \cdot v$ máximo no supere normalmente $300 \div 350 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \frac{\text{m}}{\text{s}}$ para los cojinetes de bancada y $500 \div 600 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \frac{\text{m}}{\text{s}}$ para los de biela. Las presiones unitarias no sobrepasan en general los $80 \div 90$ kg/cm² para los cojinetes de bancada y los $120 \div 130$ para los de biela.

El eje es retenido en sentido longitudinal por un cojinete de empuje de platillo (fig. 456), dispuesto normalmente en la extremidad que transmite la potencia; este platillo tiene una superficie y espesor adecuados al empuje que debe soportar. Cuando el motor acciona directamente el eje de propulsión de una nave, se emplea el cojinete Michell para contrarrestar el empuje de la hélice.

El cojinete Michell, como es sabido, está formado por unos sectores que se deslizan sobre la película de lubricante interpuesto entre ellos y la superficie del platillo (fig. 457).

XXVI. 5. Órganos de la distribución de los motores lentos (válvulas - accionamientos - bomba de barrido - válvulas de barrido)

Las **válvulas de aspiración y de escape** se usan casi exclusivamente en los motores de 4 tiempos; para ellas son válidas las consideraciones de carácter general hechas en la segunda parte, ya que también aquí se trata de *válvulas de plato.* Sus dimensiones y peso son muy grandes comparándolas con las de los motores rápidos; sin embargo, dada la baja velocidad de rotación de los motores Diesel lentos, no hay dificultad en diseñar los camones de accionamiento con perfiles que den aceleraciones de un valor tal que permite un fácil proporcionado del muelle de la válvula.

En los motores pequeños las válvulas difieren de las correspondientes a los motores de encendido por chispa en algunas particularidades de detalle; sustancialmente varían sólo en las dimensiones. Alguna vez la de aspiración lleva un *deflector* para dar a la corriente de aire entrante una dirección tangencial respecto a las paredes del cilindro y crear así una *turbulencia circular* que facilita la combustión.

En los *motores grandes* estas válvulas son generalmente del tipo compuesto, uniéndose el plato con la caña por medio de la rosca o bien directamente por fusión, como se muestra claramente en la figura 458. El asiento de la válvula y la guía de la caña son de una pieza *separada* de fundición gris o en acero, provista en su parte inferior de orificios de paso para el fluido y en la superior para el agua de refrigeración.

El **accionamiento de las válvulas** se realiza casi exclusivamente por medio de un eje de camones; hay solamente algunos raros casos de accionamiento con transmisión hidráulica.

El eje de camones está dispuesto en general en la parte lateral del motor y actúa por medio de vástagos y balancines, los cuales a su vez accionan:

— las válculas de aspiración y escape (cuando existen);
— las válvulas de arranque;
— los pulverizadores (en el caso de inyección neumática);
— las bombas de inyección (en el caso de inyección mecánica).

El centro de oscilación de los balancines se puede generalmente desplazar con una simple maniobra, respecto al eje portacamones, de forma que es posible sacar de funcionamiento los servicios accionados (todos o en parte).

En los motores de grandes dimensiones el eje de camones acciona también a menudo la bomba de combustible.

En los *motores de 2 tiempos* con inyección mecánica, el eje de camones tiene como misión principal accionar la bomba de inyección y las válvulas de arranque. Cuando éstas son del tipo neumático, como ocurre en los motores más modernos, también se eliminan los órganos de transmisión del movimiento de las válvulas, y los camones sirven para accionar los distribuidores del aire comprimido.

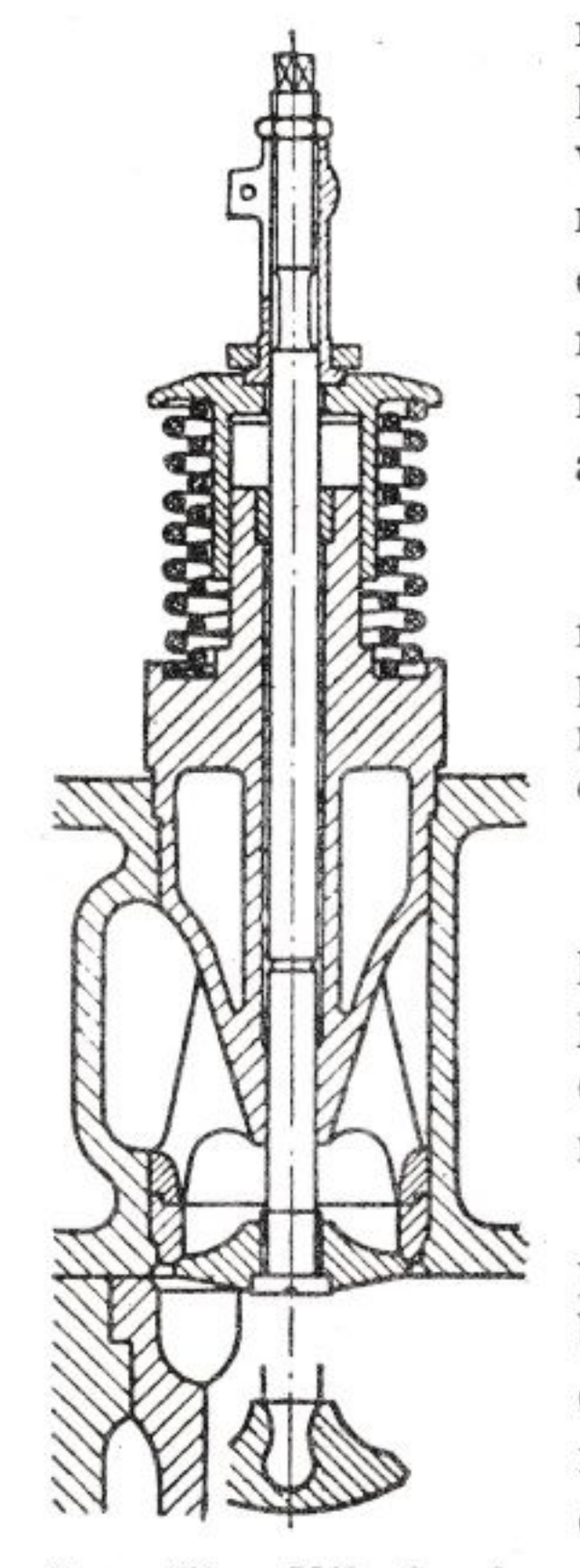


FIG. 458. — Válvula de tipo compuesto.

El eje se construye en acero forjado y los camones son *postizos* y se fijan con tornillos y chavetas; para obtener una gran dureza superficial los camones se construyen en acero cementado o de fundición en coquilla.

La **bomba de barrido**, órgano indispensable para el funcionamiento de los motores de 2 tiempos, tiene por objeto, como ya sabemos, expulsar del cilindro los residuos de la combustión y llenarlos con una carga de aire fresco.

Como durante el barrido una parte del aire se pierde a través de las lumbreras de escape, la bomba debe suministrar un caudal superior al correspondiente a la cilindrada y al número de revoluciones del motor (del 20 % al 80 % según que el barrido sea «uniflujo» o «de vuelta»).

El aire debe de ser llevado a una presión suficiente para vencer las resistencias a través de las válvulas de barrido, las lumbreras de admisión y la tubería de escape; tal presión puede variar de 1,1 al 1,3 kg/cm². No es conveniente usar presiones elevadas de barrido porque al empeorar el rendimiento mecánico de la bomba, la potencia absorbida por ésta resulta excesiva.

La bomba de barrido puede ser *independiente* o *accionada* por el motor: en el primer caso consiste generalmente en un *soplante centrífugo* o del tipo Root, accionada, por lo general, por un motor eléctrico en los grandes motores lentos y directamente por el motor en los pequeños; en el segundo es una *bomba de pistones* de doble efecto (figura 459).

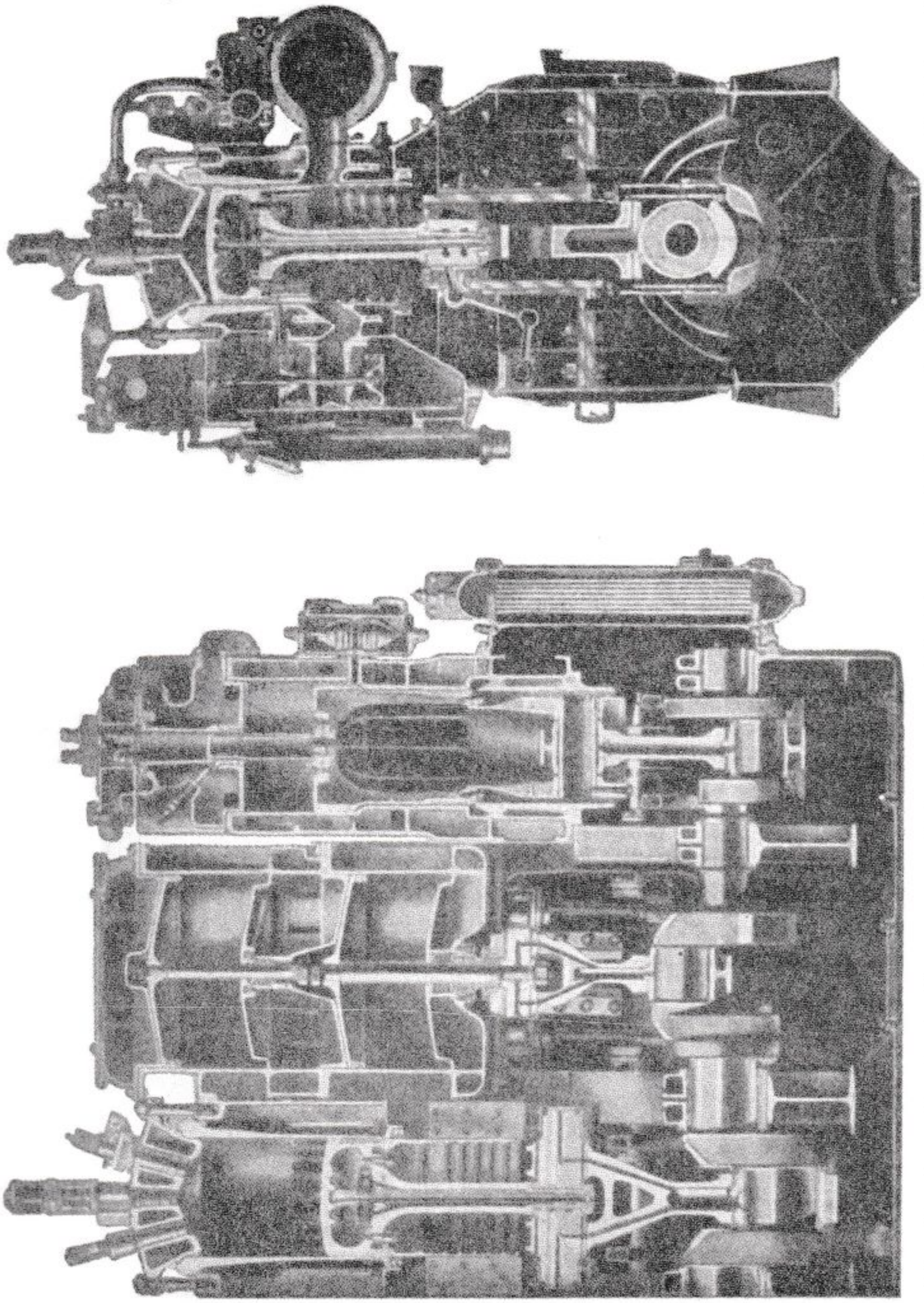


FIG. 459. — Secciones longitudinal y transversal de un motor Diesel lento de 2 tiempos simple efecto, con comba de barrido y compresor para la inyección neumática.

La bomba envía el aire a una cámara que se prolonga todo a lo largo del motor y en comunicación con los diversos cilindros; esta cámara es el *colector de barrido* y funciona como un depósito de acumulación de aire, que compensa las pulsaciones causadas por la bomba y permite, por tanto, escoger para ésta un número de cuerpos distintos del de cilindros.

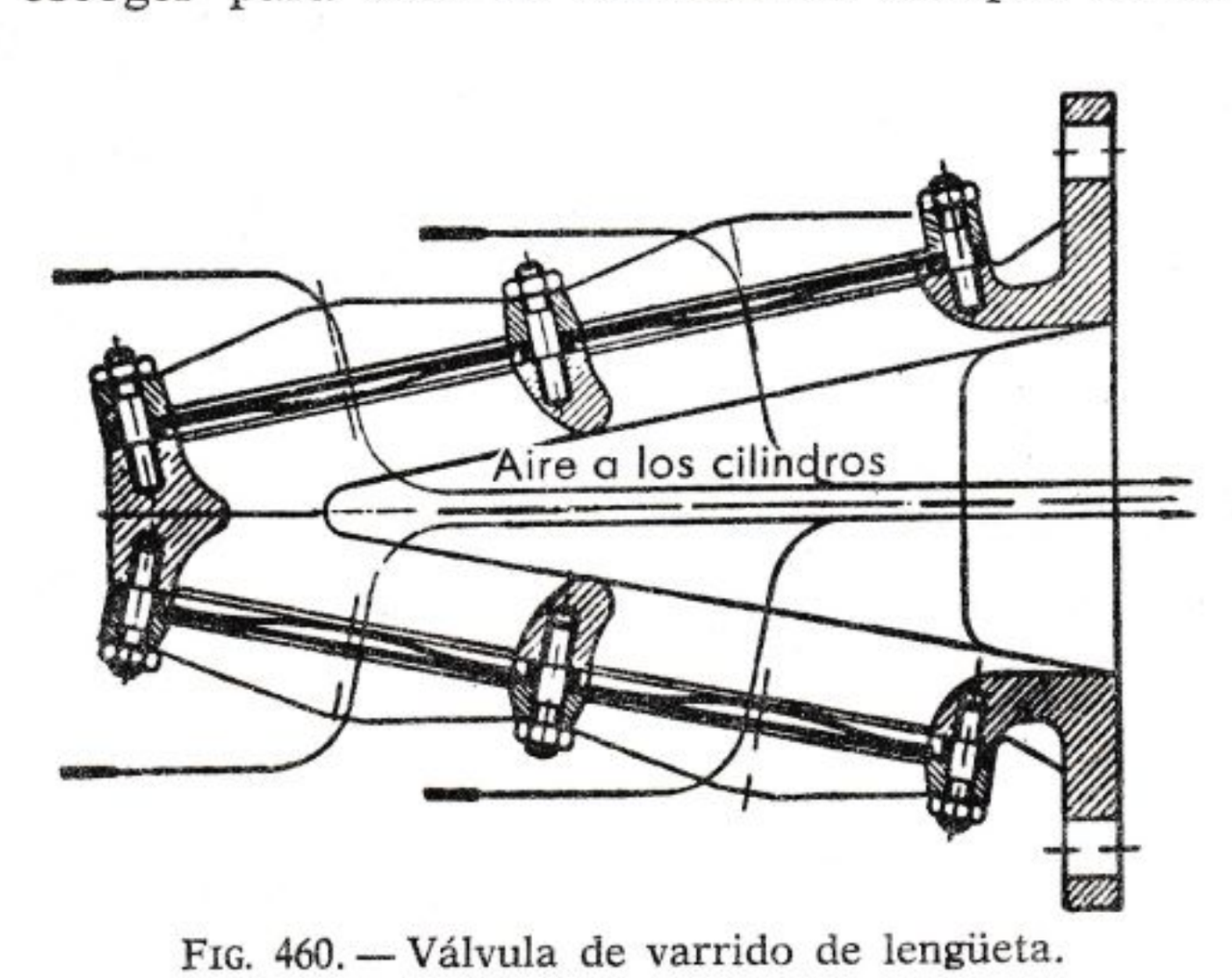


FIG. 460. — Válvula de varrido de lengüeta.

Las **válvulas de barrido** sirven para poner en comunicación los cilindros con el colector de barrido; pueden ser *accionadas* o bien *automáticas*. Estas últimas son preferidas en los motores modernos, en los cuales se usan a menudo galerías de admisión prolongadas hacia lo alto.

Los tipos de válvulas automáticas más usados son las *válvulas de discos* o las de *lengüeta* (fig. 460). La apertura de las válvulas tienen lugar cuando la presión en el cilindro resulta inferior a la existente en el colector de barrido.

CAPÍTULO XXVII

ÓRGANOS AUXILIARES DE LOS MOTORES DE ENCENDIDO POR COMPRESIÓN

XXVII. 1. Órganos auxiliares de los motores rápidos y medios

Los órganos auxiliares de los motores de E.C. rápidos y medios son muy similares a los de los motores de E.B.; difieren sustancialmente en sus mayores dimensiones. La presencia de la bomba de inyección requiere algunos más órganos de accionamiento.

La bomba de inyección está generalmente colocada en uno de los lados del motor y se acciona por un eje que toma el movimiento de la cadena o de los engranajes de la distribución. En los motores para camiones este eje da casi siempre movimiento al regulador centrífugo y a menudo también a la bomba de agua y a un compresor de aire para servicios auxiliares. Alguna vez la bomba de inyección está colocada en la parte frontal del motor, dispuesta transversalmente y toma el movimiento del eje de cigüeñales con una serie de engranajes entre los cuales está interpuesto uno cónico.

Para el arranque se usan, por lo general, los sistemas descritos en el párrafo XX. 6: arranque eléctrico, arranque de inercia o bien aire comprimido. En los casos de elevada potencia a menudo el arranque se obtiene con un pequeño motor auxiliar de E.B.

Para la circulación de aceite son normales las bombas de engranajes; en el circuito de lubricación está casi siempre intercalado un cambiador térmico para obtener el enfriamiento del aceite con el agua de refrigeración. De este modo la temperatura del aceite es llevada rápidamente a régimen y mantenida después a una temperatura que varía poco con la del agua. En las aplicaciones marinas los motores van siempre provistos de estos enfriadores.

Los motores marinos más grandes son refrigerados directamente con el agua del mar, mientras que los pequeños motores se refrigeran con preferencia con agua dulce, que a su vez está refrigerada con agua del mar por medio de otro enfriador.

Para la inversión de marcha de la embarcación se aplican, en general, entre motor y eje de la hélice, cambios de marcha de engranajes; el inversor es también la mayoría de las veces un reductor.

En los motores más grandes se encuentran a menudo dispositivos adecuados para la inversión directa del sentido de rotación del eje cigüeñal, según los sistemas que veremos al tratar de los motores lentos.

XXVII. 2. Grupos de refrigeración de los motores lentos (circuitos de refrigeración - bombas - refrigerantes)

Circuitos de refrigeración. Todos los motores lentos están refrigerados con agua por *circulación forzada,* a excepción de unos pocos en los cuales, por particulares condiciones de instalación, es posible hacer circular agua *por gravedad.* El agua entra por la parte baja del cilindro para salir a la culata y de ésta a un colector.

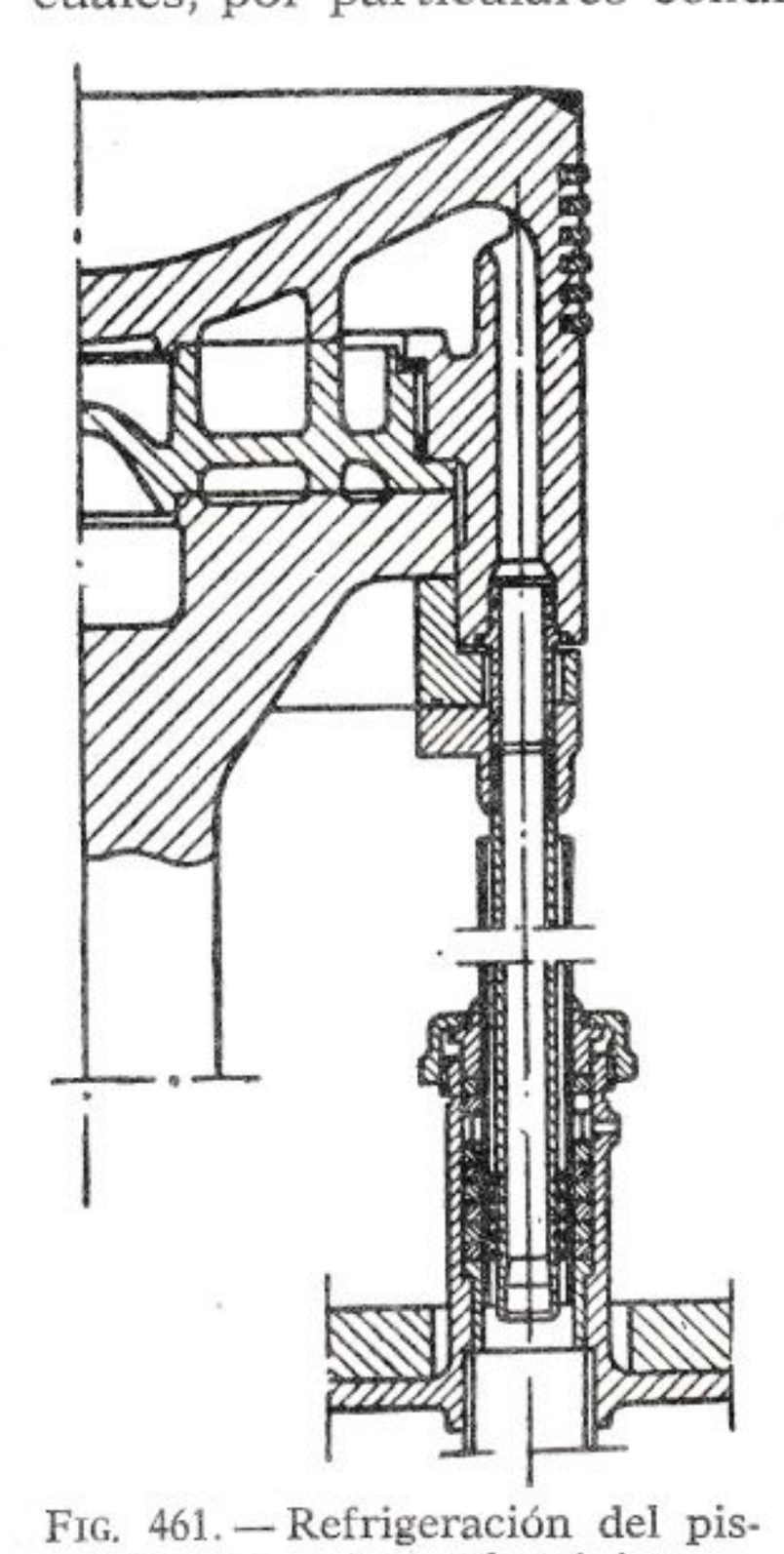


FIG. 461. — Refrigeración del pistón con tubos telescópicos.

En el párrafo VIII. 3 hemos hablado de los sistemas de circulación para la refrigeración del motor, ya sea con agua *dulce* o *del mar*; nos limitamos, por tanto, aquí a describir los *circuitos de refrigeración* de los *pistones* y *pulverizadores,* propios de los motores Diesel lentos.

En los motores con pistones de gran diámetro, para remediar la dificultad de transmisión del calor de la zona central a la periferia del pistón se recurre generalmente a un *sistema de refrigeración por líquido.* En los motores de doble efecto, al faltar la acción de refrigeración del pistón por radiación y por salpicadura del aceite, la refrigeración por líquido se presenta como la única solución del problema.

El líquido de refrigeración puede ser el *agua* (dulce o de mar) o bien *el aceite del circuito de lubricación.*

En el primer caso el agua se toma del circuito principal de refrigeración del motor y se lleva a la cabeza del pistón por medio de un sistema de *tubos telescópicos* (fig. 461); éstos están provistos de dispositivos de estancamiento *(prensaestopas)* con el fin de evitar que eventuales fugas puedan contaminar el aceite y en el caso de los motores de doble efecto depositarse en la cámara de combustión inferior originando depósitos salinos.

Actualmente, por razones de simplicidad y seguridad, se prefiere el sistema de circulación de aceite (fig. 462); en este caso no hay que temer pérdidas, porque el aceite se une al contenido en la bandeja y las incrustaciones son de menor importancia que con la refrigeración por agua.

El aceite se envía al pistón generalmente utilizando el mismo vástago

taladrado longitudinalmente. El regreso del aceite es por el mismo sitio en un tubo dispuesto concétrico con el conducto anterior.

El aceite pasa de la estructura fija a la cruceta a través de un sistema de *tubos con rótulas* simplemente guarnecidas de metal antifricción.

La refrigeración de los pulverizadores (cuando no se hace con petróleo) y de los parallamas (en los motores de doble efecto) se efectúa siempre con agua dulce; esto conduce evidentemente a un sistema más de circulación cuando la refrigeración principal se obtiene con agua del mar.

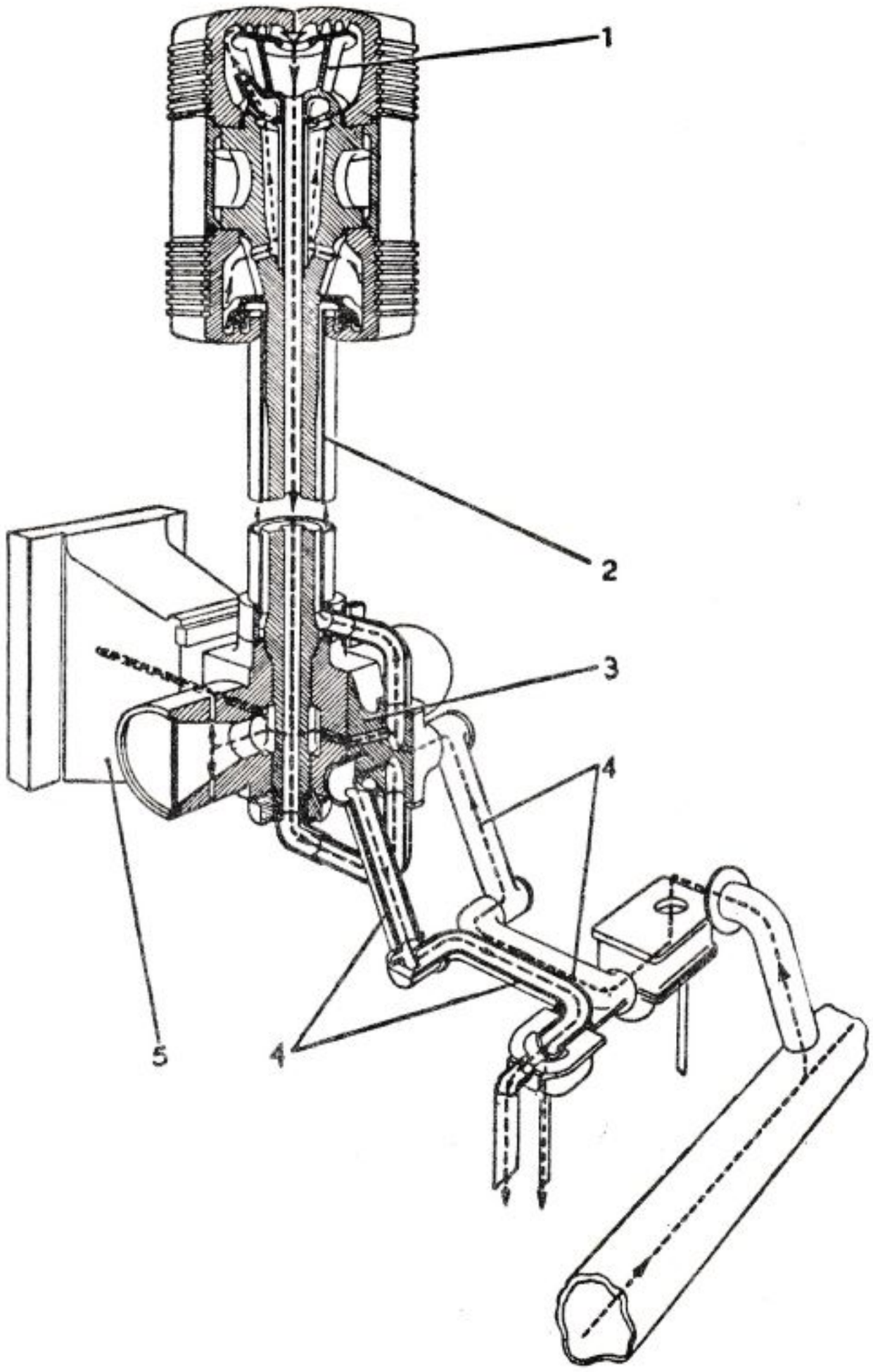


FIG. 462. — Circuito de refrigeración del pistón con aceite en un motor de 2 tiempos de doble efecto.

1, Difusor. — 2, Conducto exterior envío aceite. — 3, Cruceta. — 4, Tubos de rótula. — 5, Patín.

Bombas. Las bombas de circulación de agua pueden ser *centrífugas* o *volumétricas,* las primeras se usan principalmente en los motores de grandes dimensiones porque pueden suministrar un gran caudal con dimensiones relativamente reducidas; están generalmente accionadas

por un motor eléctrico o por una turbina a vapor, ya que necesitan funcionar a un elevado número de revoluciones. Las bombas volumétricas, generalmente de pistón o bien de rotores de goma sintética, se usan comúnmente en las construcciones de dimensiones medias o pequeñas; en general, están directamente aplicadas al motor y toman el movimiento del eje de cigüeñales.

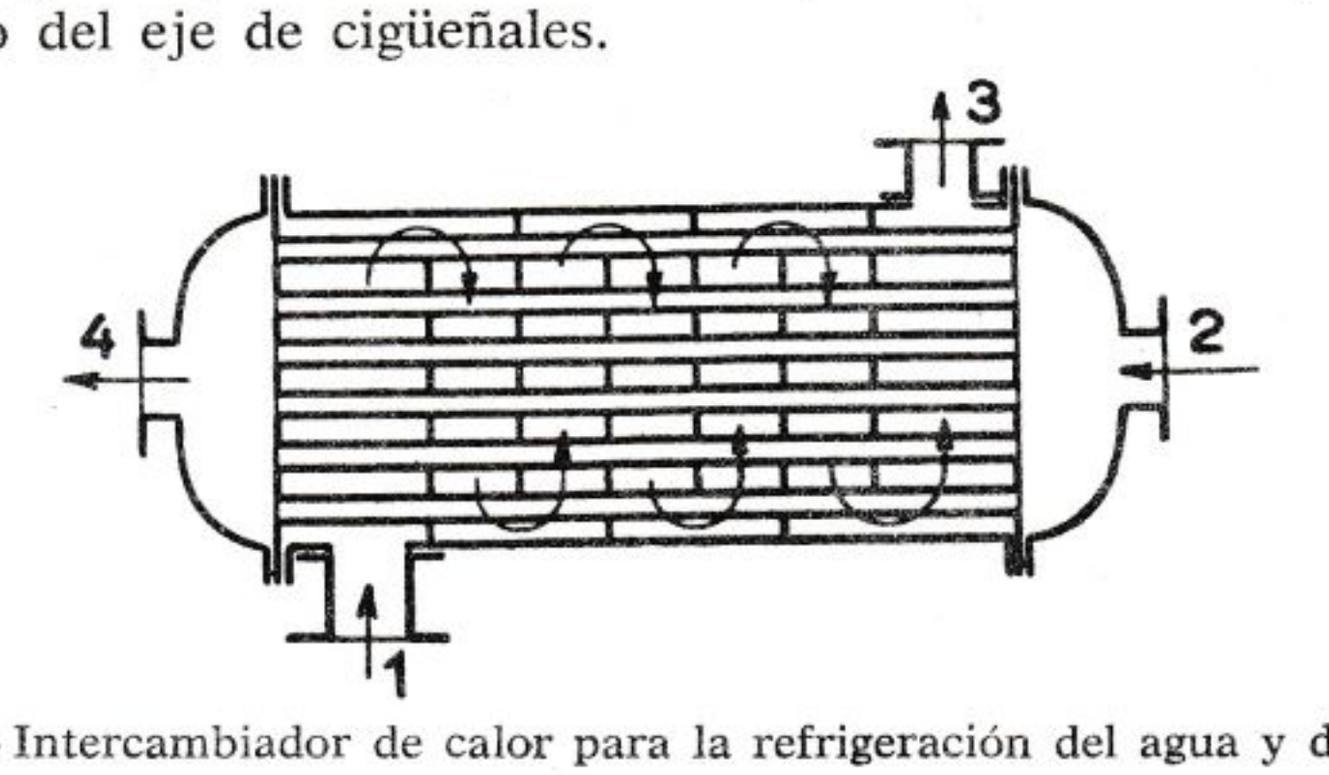


FIG. 463. — Intercambiador de calor para la refrigeración del agua y del aceite.

1, Entrada agua del mar. — 2, Entrada de líquido a refrigerar. — 3, Salida agua del mar. — 4, Salida del líquido refrigerado.

Todas las partes de la bomba que están en contacto con el agua a excepción del cuerpo de la misma, se construyen en bronce o en metal-delta, para evitar corrosiones y oxidaciones que se producen fácilmente sobre todo cuando la circulación es con agua del mar. Para el cálculo del calor en juego, así como para el dimensionado de la bomba, es válido todo cuanto se ha dicho en la primera parte.

Intercambiadores refrigerantes. Los intercambiadores de calor para la refrigeración del agua que circula en el motor, así como para el aceite de lubricación y de refrigeración, no difieren entre sí más que en las dimensiones, estando basados sobre el mismo principio constructivo. Están generalmente constituidos por un haz de tubos encerrados en una envuelta y unidos en las cabezas a dos colectores (fig. 463); el aceite o el agua a refrigerar pasa por el interior de los tubos, y el agua de refrigeración por el exterior, circulando en sentido contrario.

XXVII. 3. Grupos para la lubricación de los motores lentos

En los motores lentos la lubricación por salpicadura está hoy en día completamente abandonada.

Se puede decir que está generalizado el sistema de *circulación forzada* para los cojinetes de bancada y de biela, y la *lubricación por dosificación* para los cilindros. La lubricación de los órganos de menor importancia se obtiene con los normales *engrasadores*. La misma bomba que suministra el aceite para la lubricación forzada proporciona también el correspondiente a la refrigeración de los pistones.

El tipo de bomba más generalizado es el de *engranajes*; para grandes caudales se emplean las *bombas de husillos,* de las cuales la figura 464 muestra un ejemplo.

En los motores de grandes dimensiones la bomba está accionada independientemente, a menudo por medio de un motor eléctrico, mientras que en los motores de dimensiones reducidas el accionamiento es di-

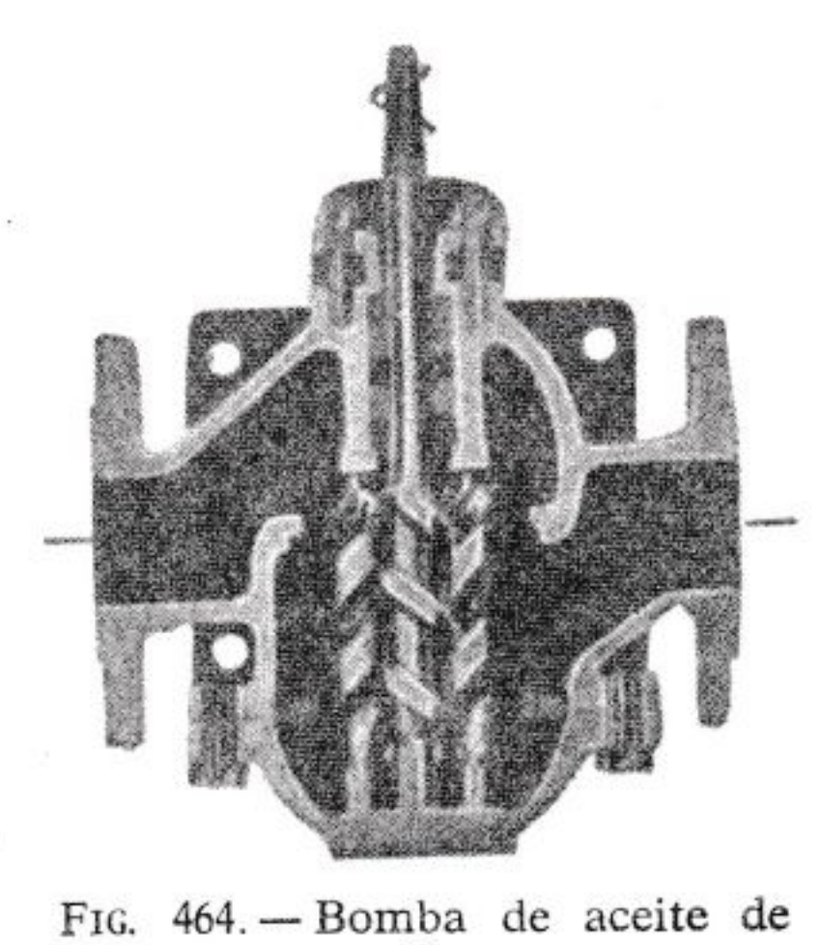


FIG. 464. — Bomba de aceite de usillos.

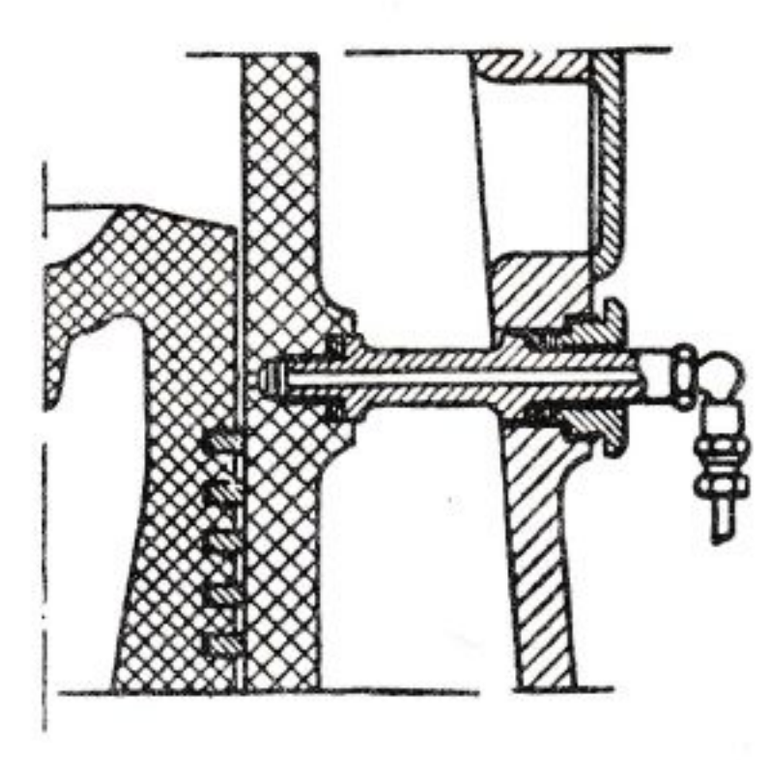


FIG. 465. — Cánula de lubricación de cilindros.

recto. En este caso, cuando el motor está provisto de un sistema de inversión de marcha, la bomba debe de suministrar siempre el mismo sentido de circulación del aceite cualquiera que sea el sentido de rotación del eje.

El aceite es aspirado de la bandeja o del tanque de derrame y enviado a los filtros y después al enfriador; los filtros son, en general, dos para permitir su limpieza con el motor en marcha. El aceite es después conducido por dos circuitos diferentes; uno para la lubricación forzada y el otro para la refrigeración de los pistones. El primero está constituido por un tubo colector del que parten las derivaciones a cada cojinete de bancada, y de las galerías practicadas en el eje, en las bielas y en los pernos de la cruceta, que sirven para conducir el aceite a los diversos cojinetes de biela y a los patines (ver fig. 462); el segundo está constituido por un sistema de tubos con rótula, de los que ya hemos hablado.

En los pequeños motores el pistón y la camisa están lubricados por el aceite que lanzan los órganos en movimiento. En los motores de grandes dimensiones esta lubricación es insuficiente y se completa con un especial sistema de circulación que lleva el aceite a una serie de orificios dispuestos en la pared de la camisa. Este aceite se quema casi totalmente y los residuos son expulsados. Correspondiéndose con cada orificio, sobre la pared interna de la camisa se practican pequeñas ranuras inclinadas que sirven para distribuir el aceite en torno a la falda del pistón. La figura 465 muestra el diseño de los detalles de una *cánula* para la introducción del aceite. El envío del aceite a la cánula se obtiene por medio de una serie de pequeñas bombas de pistón, una por cada cilindro, accionadas por un adecuado eje de camones o

bien por el movimiento alterno de otros órganos (los tubos telescópicos y la rótula); las bombas se agrupan en *cajas de lubricación* que se aplican, en general, en el costado del motor.

La cantidad de aceite consumido, porque se quema en los cilindros o se pierde por filtraciones, es aproximadamente 1 g/CV h.

XXVII. 4. Grupos para el arranque de los motores lentos

En los motores lentos el arranque se efectúa generalmente por medio de aire comprimido que se envía a los cilindros en el momento oportuno a través de adecuadas válvulas aplicadas en todos los cilindros o sólo en una parte de ellos.

En los motores de doble efecto las válvulas de arranque están sólo en una de las dos cabezas (generalmente en la superior), por lo que en el período de arranque el motor funciona a simple efecto.

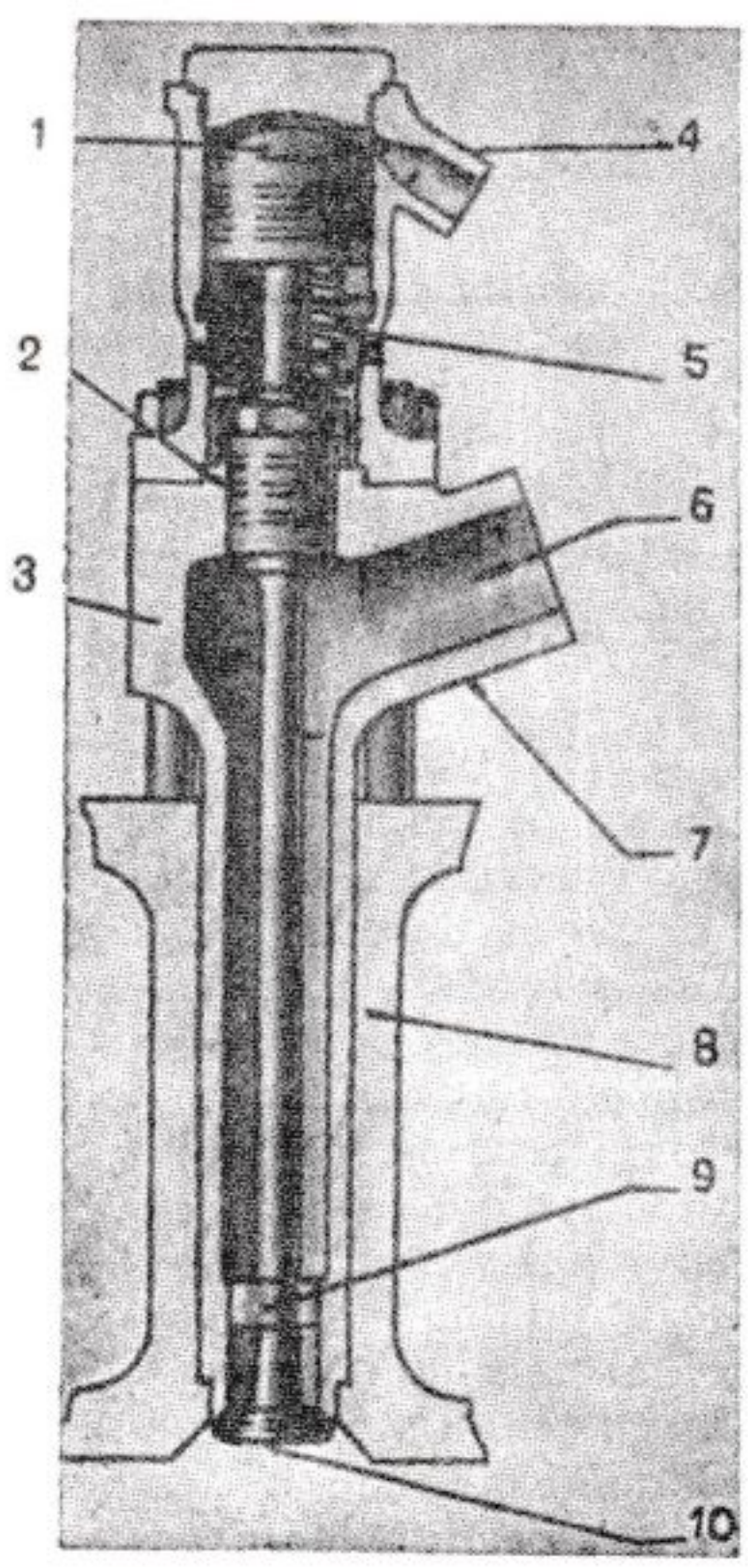


FIG. 466. — Válvula de arranque de mando neumático.

1, Pistón de accionamiento. — 2, Pistón equilibrador. — 3, Cuerpo de la válvula. 4, Entrada de aire de accionamiento. — 5, Muelle de retenida. — 6, Entrada de aire de arranque. — 7, Conducto aire arranque. — 8, Culata. — 9, Guía de la válvula. — 10, Válvula.

Para disminuir la resistencia al arrastre algunos motores están provistos de *válvulas de descompresión* accionadas a mano que sirven para disminuir la presión en el interior de los cilindros; en los motores marinos es necesario algunas veces vencer la resistencia opuesta por la hélice, por ello el arranque debe de ser particularmente enérgico.

La distribución del aire puede efectuarse con válvulas automáticas o bien accionadas mecánicamente o neumáticamente.

1.º *Distribución con válvulas automáticas.* Este sistema se usa en los motores de pequeñas dimensiones y es análogo al que ya hemos descrito en la segunda parte del texto.

2.º *Distribución con válvulas accionadas mecánicamente.* Cada válvula, puesta en comunicación con la botella, es abierta en su justo tiempo por una serie de camones del eje de la distribución.

3.º *Distribución con válvulas accionadas neumáticamente.* Cada válvula, puesta en comunicación con la botella, se abre neumáticamente por la acción de un distribuidor accionado por un eje de camo-

nes dispuesto en general sobre la prolongación del eje que acciona las bombas de inyección.

Las válvulas de arranque son, generalmente, del tipo *compensado* (figura 466), abriéndose hacia el interior del cilindro. La *compensación* se logra por medio de un pistón, unido a la caña o integral con ella y que tiene un diámetro un poco superior al del plato de la válvula; el pistón es estanco en su guía y por ello la presión del aire de arranque, que actúa en sentido opuesto sobre la válvula y sobre el pistón, tiende a tener cerrada la válvula con una ligera carga. La prolongación de la caña lleva un platillo de reacción para un muelle que contribuye a mantener cerrada la válvula.

Existen válvulas de accionamiento mecánico perfeccionadas al objeto de obtener su exclusión al final del arranque, de *modo automático,* como consecuencia de la simple interceptación de aire comprimido.

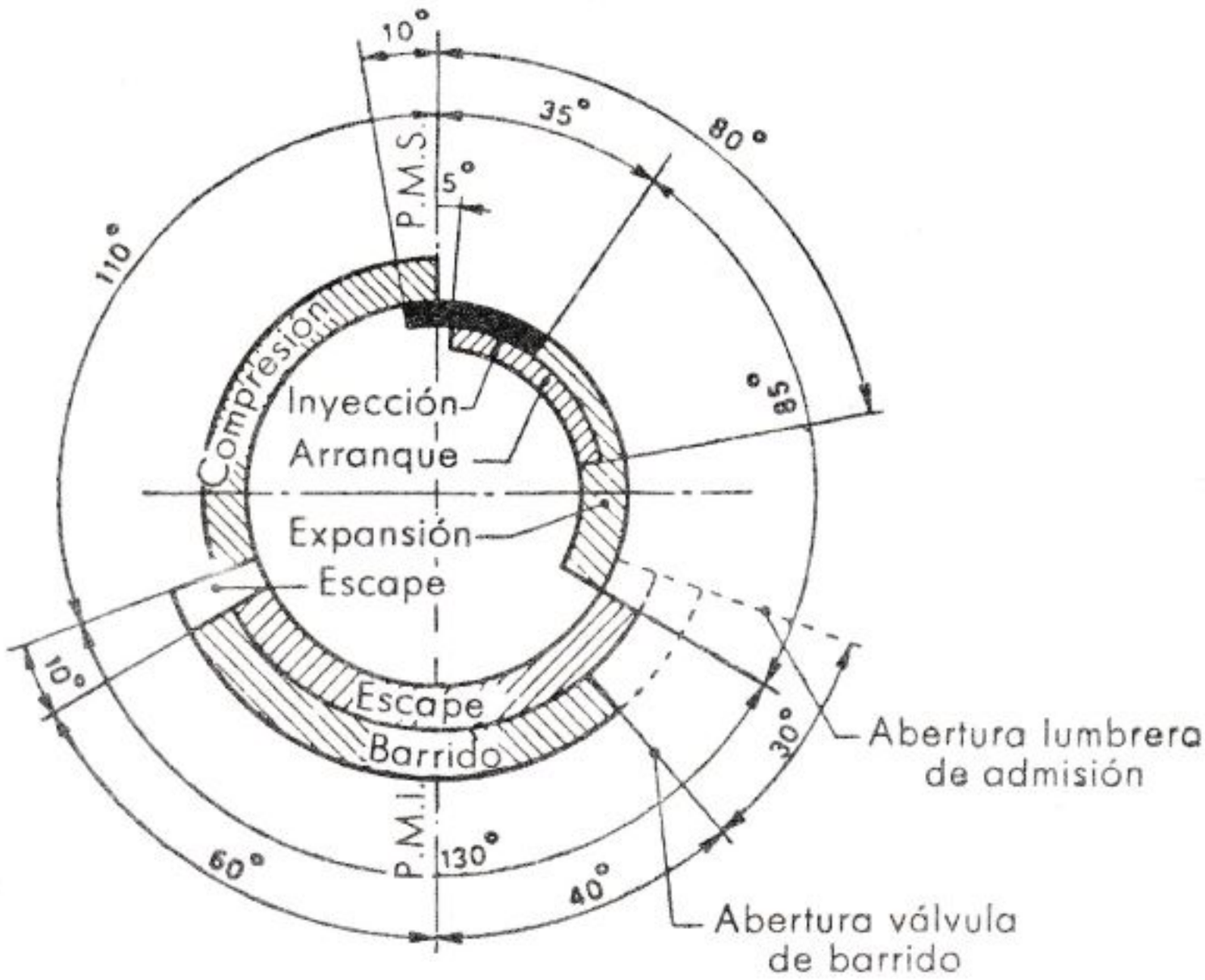


FIG. 467. — Diagrama de distribución de un motor de 2 tiempos.

En la primera parte, al tratar de los diagramas de la distribución de los motores Diesel, no hemos hecho mención de la fase de arranque; por ello se muestra en la figura 467 un diagrama de distribución completo para un gran motor lento de 2 tiempos.

XXVII. 5. Órganos para la inversión de marcha

El cambio de marcha es una particular necesidad en las instalaciones marinas. En efecto, en las maniobras es necesario que la embarcación pueda marchar hacia atrás; ello puede obtenerse invirtiendo el paso de la hélice o el sentido de rotación de la misma. La primera solu-

ción es poco usada y comúnmente se recurre a la inversión del movimiento del eje portahélice. Con este objeto se emplea generalmente en los motores pequeños un *cambio de marcha de engranajes* interpuesto entre el motor y el eje portahélice; en los grandes motores, por el contrario, se efectúa directamente la *inversión del sentido de rotación del motor.*

El motor Diesel, como sabemos, no es reversible puesto que su diagrama de distribución no es simétrico respecto a los puntos muertos. En los motores de 2 tiempos esta observación no tiene el mismo valor, ya que la distribución del fluido activo está determinada por la posición del pistón; es, sin embargo, válida para aquellos órganos tales como la bomba de combustible y las válvulas de arranque cuyo accionamiento, en fase con el motor, está sujeto a la inversión del movimiento.

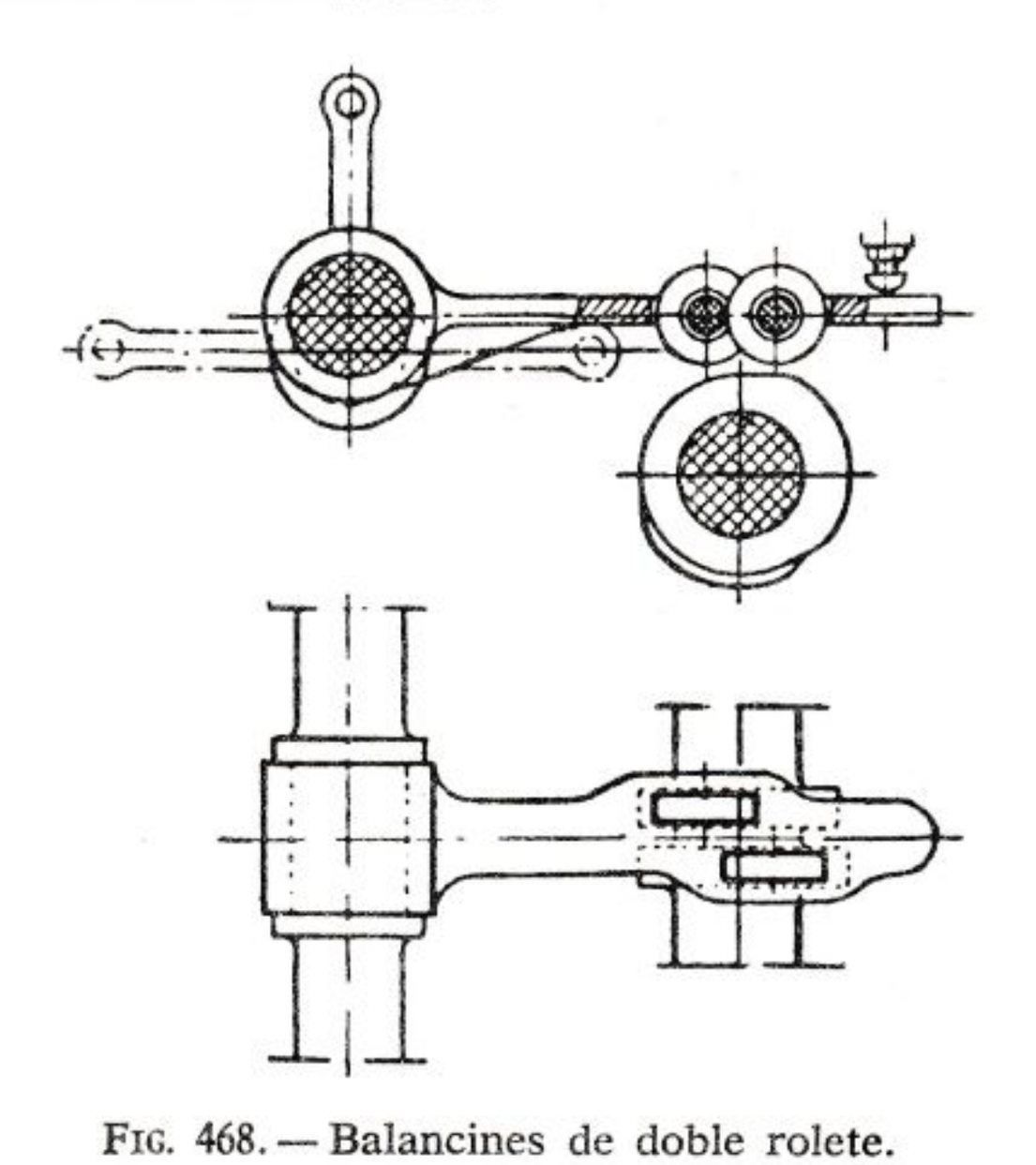


FIG. 468. — Balancines de doble rolete.

Los medios usados para obtener la inversión del sentido de rotación del motor son esencialmente los tres siguientes:

1.º *Doble juego de camones y eje de la distribución con desplazamiento axial.* Cuando se desea cambiar el sentido de marcha se separan de los respectivos camones los roletes de los balancines o de los taqués y se hace trasladar longitudinalmente el eje de la distribución para elevar sobre los roletes la serie de camones correspondientes a la marcha atrás; hecho esto se vuelven a su posición los balancines poniendo los roletes en contacto.

2.º *Dos juegos de camones y dos juegos de roletes.* Una realización de este sistema está esquematizado en la figura 468.

El eje, que lleva los balancines provistos de doble rolete, está soportado por una excéntrica y es desplazable por medio de una leva en tal forma que en las dos posiciones extremas de la leva, queda en contacto del propio camón uno u otro de los roletes. En la posición intermedia, que está representada en la figura, los dos roletes están separados de los camones y el balancín en posición de reposo.

3.º *Eje de la distribución con calado variable respecto al eje motor.* El eje de camones está accionado con la interposición de un acoplamiento especial que permite dos posiciones de acoplamiento: una para la marcha normal y la otra para la marcha contraria.

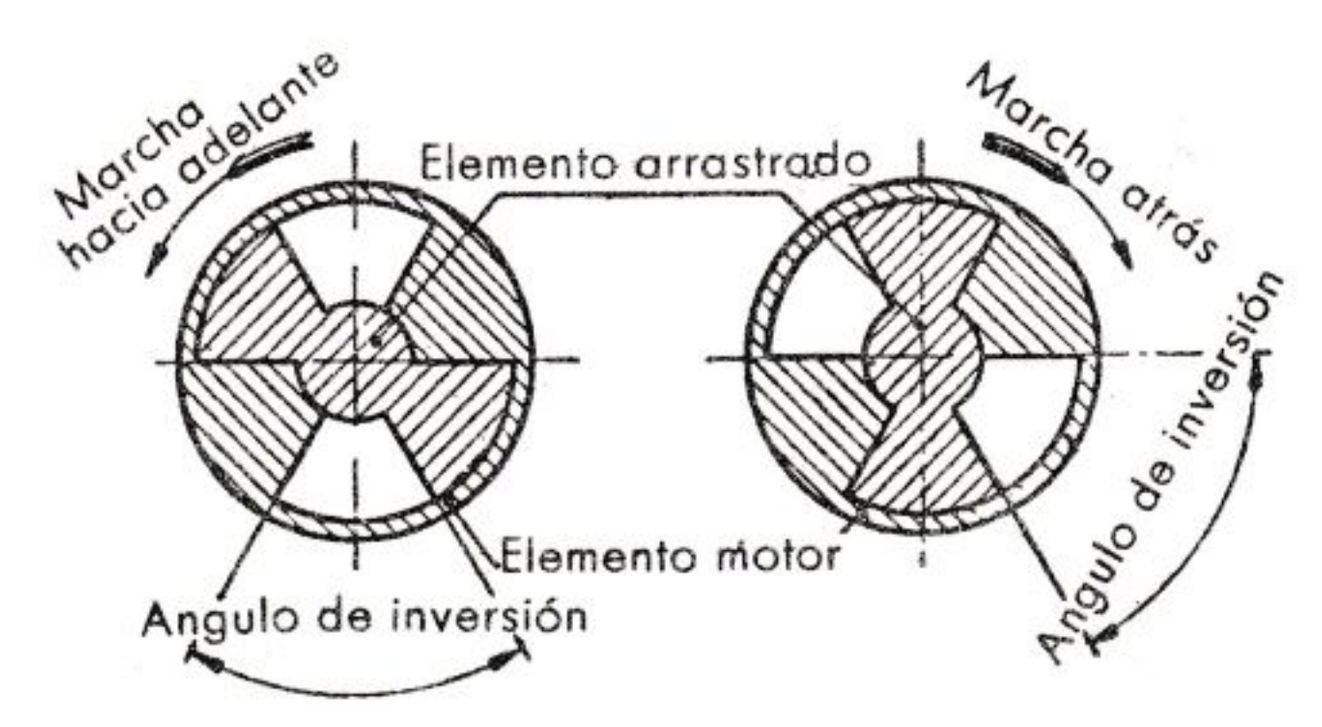


FIG. 469. — Acoplamiento inversor.

Uno de los acoplamientos más simples es el *acoplamiento de sectores* (figura 469). Está constituido por dos discos de sectores que tienen entre sí un juego angular correspondiente al ángulo de inversión, están contenidos en una caja cilíndrica estanca; adecuadas tuberías mandan el aceite a presión a la caja, a una u otra parte de los sectores, manteniéndolos adheridos en la dirección del movimiento.

Otro tipo de acoplamiento muy usado, pero que requiere un gran esfuerzo para obtener el desplazamiento angular, es el acoplamiento de *rosca.* Consiste en un manguito ensamblado al eje de camones por medio de canales rectos o helicoidales, llevando en su exterior unos gruesos filetes helicoidales de largo paso, que ajustan en correspondientes canales practicados en el interior del cubo de la rueda dentada que conduce el eje. Por medio de un adecuado accionamiento se puede hacer trasladar el manguito axialmente entre la rueda dentada y variar así por efecto de la rosca el ángulo de calaje entre eje y rueda. Este acoplamiento, aplicado al eje de la bomba de combustible, puede ser empleado también para variar el adelanto a la inyección según el régimen del motor.

Entre los sistemas descritos el tercero sólo es aplicable para el accionamiento de un solo servicio (en efecto, cada órgano de accionamiento de los diversos servicios requiere en general desplazamientos angulares distintos); por esta razón se usa exclusivamente en los motores de 2 tiempos en los cuales la aplicación es fácil, debido también al hecho de que

el desplazamiento angular necesario para la inversión de la marcha es relativamente pequeño.

En un mismo motor podemos encontrar aplicados para los distintos servicios más de uno de los sistemas descritos; así, por ejemplo, encontramos en el motor Fiat de 2 tiempos y doble efecto de reciente construcción, el segundo sistema para el accionamiento de los distribuidores de aire de arranque y el tercero con *acoplamiento de sectores*, para el accionamiento de la bomba de inyección.

Las diversas operaciones que hay que realizar en su justa sucesión para cambiar de marcha pueden ser efectuadas a mano, o bien mediante mandos hidráulicos o neumáticos y con servomotores. No nos extendemos más en estas descripciones porque los variadísimos tipos de accionamientos adoptados por las casas constructoras harían rebasar los límites impuestos a esta obra.

CAPÍTULO XXVIII

LA SOBREALIMENTACIÓN DE LOS MOTORES DE ENCENDIDO POR COMPRESIÓN

XXVIII. 1. Objeto y ventajas de la sobrealimentación

Como ya hemos dicho en el párrafo X. 9, la sobrealimentación sirve para introducir en el cilindro un peso de fluido activo superior al correspondiente a la aspiración normal.

Con esto se obtiene mayor potencia a igualdad de cilindrada.

Mientras que en el motor de encendido por chispa el compresor envía aire generalmente ya mezclado con el carburante, en el caso de los motores Diesel el compresor manda sólo aire al cilindro; la cantidad de aire es tal que permite inyectar un poco de combustible superior al que corresponde a la cilindrada.

El trabajo absorbido por el compresor puede ser suministrado por *una fuente externa,* o bien, de modo más o menos directo, *por el mismo motor* que debe ser sobrealimentado; en cada caso es necesario que el compresor tenga un rendimiento adiabático y un rendimiento mecánico lo más elevados posible para no absorber demasiada potencia.

Al objeto de no alcanzar presiones máximas del ciclo demasiado elevadas, en general la razón de compresión volumétrica del motor se mantiene un poco más baja que la que se emplea en los motores con aspiración normal, pero esto reduce un poco el rendimiento térmico del motor.

En contra a lo que sucede en el motor de encendido por chispa, el aumento de la presión máxima debido a la sobrealimentación no tiene como resultado hacer detonar el motor, sino que proporciona una marcha más dulce, puesto que conduce a la disminución del retraso al encendido.

Los efectos positivos de la sobrealimentación se compendian en el aumento del área útil del ciclo térmico del motor (ver fig. 470). Este aumento es debido al incremento de la densidad del aire y al aumento de la presión de alimentación (la p.m.i. crece proporcionalmente al aumento de densidad y al salto entre la presión de alimentación y la presión en el escape). Se tiene, por tanto, una mejoría del rendimiento volumétrico como consecuencia de la evacuación forzada de los gases de combustión y de la compresión que la carga fresca ejerce sobre estos

gases residuales, los cuales dejan por ello disponible una parte del espacio muerto para el relleno.

Como resultado final se tiene un aumento sensible de potencia en el motor; este aumento puede resultar muy elevado si la sobrealimentación es también elevada; los mayores valores se obtienen interponiendo entre el compresor y el motor un sistema de refrigeración del aire y simultáneamente elevando el régimen de rotación del motor para aprovechar la posibilidad que presenta en este sentido la sobrealimentación misma.

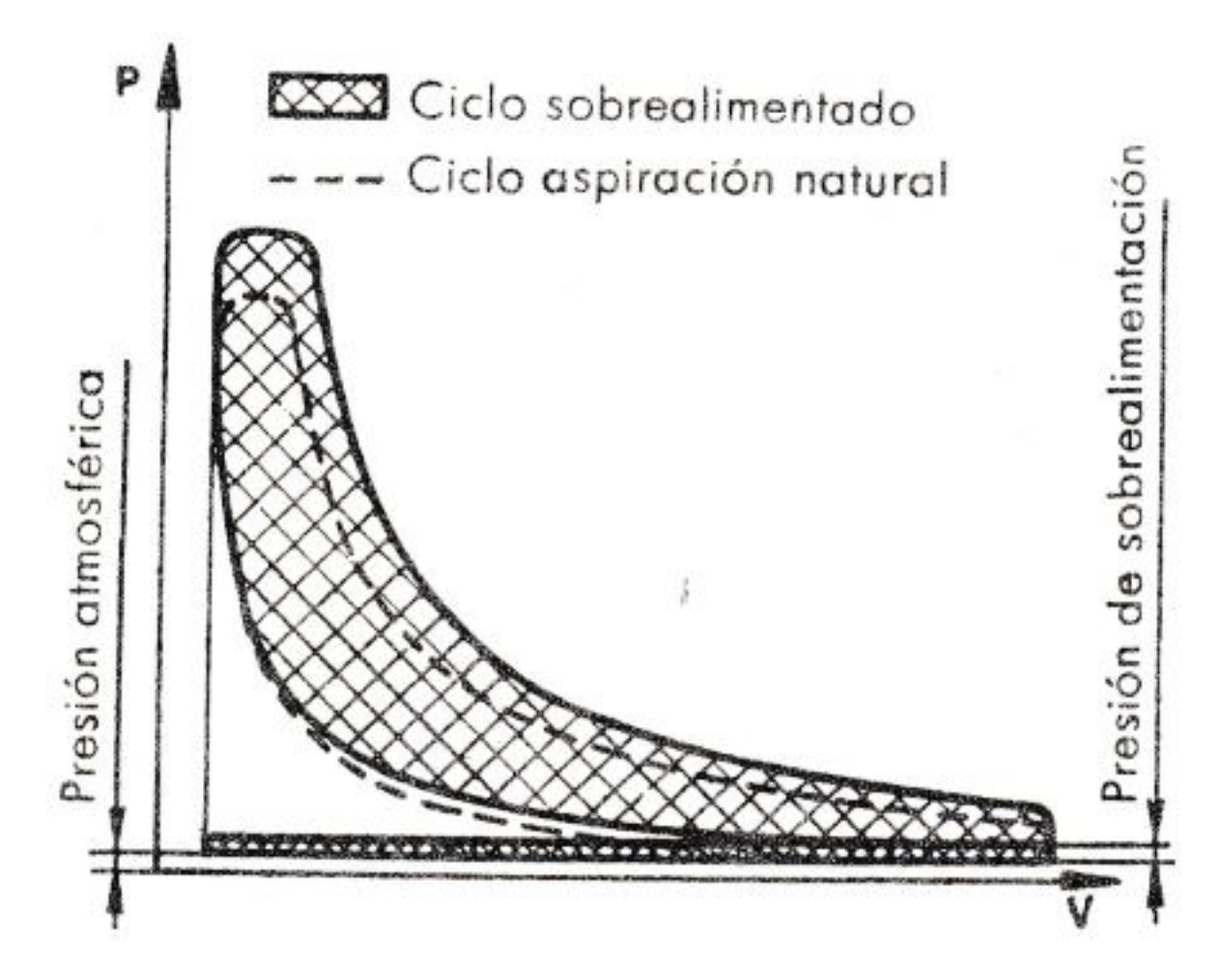


FIG. 470. — Comparación ciclo motores de alimentación natural y ciclo sobrealimentado.

Es notable el hecho de que, entre ciertos límites de sobrealimentación, el aumento de potencia e igualdad del número de revoluciones no aumenta en general la carga térmica y mecánica del motor, por lo que no es necesario aumentar las resistencias de sus órganos. En efecto, la carga térmica se mantiene baja incrementando el exceso de aire, o efectuando, cuando es necesario, el llamado barrido de la cámara de combustión, que se obtiene con un adecuado solape en el diagrama de la distribución.

Uno de los factores fundamentales del buen funcionamiento del motor Diesel es el exceso de aire: cuanto mayor es el exceso de aire, tanto más fácilmente se obtiene la total combustión de la carga de combustible. Con la sobrealimentación se aumenta evidentemente el exceso de aire y esto ofrece, entre otras, la ventaja de poder quemar combustibles de peor calidad que los utilizados en los motores de aspiración natural.

Los consumos específicos de un motor sobrealimentado pueden ser sensiblemente inferiores a los de un motor de alimentación natural a igualdad de potencia.

Por todo lo dicho, aparece claro que en el campo de los motores Diesel y particularmente con la sobrealimentación obtenida con turbocompresores de gases de escape, es posible resolver interesantes problemas de utilización, como por ejemplo:

a) Aumenta la potencia de un grupo existente sin necesidad de grandes y costosas modificaciones.

b) Realizar grupos motores de dimensiones reducidas con características de espacio adaptadas a particulares servicios, no realizables con motores no sobrealimentados, de cilindrada necesariamente superior.

c) Obtener consumos específicos más bajos en comparación con los motores de aspiración natural de igual potencia.

d) Compensar, en caso de funcionamiento a cota elevada, el efecto de la rarificación del aire.

e) Utilizar combustibles de menor coste.

Para los valores numéricos del aumento de potencia y de la variación de los consumos específicos que se pueden obtener con la sobrealimentación véase el párrafo XXVIII. 6.

XXVIII. 2. Sistemas de sobrealimentación y su aplicación

Dos son los tipos fundamentales de compresores de aire con los cuales se obtiene generalmente la sobrealimentación: el **compresor volumétrico** y el **compresor centrífugo.** Los compresores volumétricos pueden ser de *lóbulos,* de *paletas* o de *pistones.* Como su mismo nombre indica, los compresores centrífugos están compuestos esencialmente de un *rotor centrífugo.*

Los compresores volumétricos están siempre accionados *mecánicamente;* los centrífugos pueden ser accionados ya sea mecánicamente o por medio de una *turbina* que aprovecha la energía contenida en los gases de escape. En este último caso se llaman *turbosoplantes* o *turbocompresores.*

El compresor puede estar accionado por una *corriente de energía externa al motor,* esto tiene algunas ventajas, como la de poder variar el caudal del compresor independientemente del régimen del motor. De este modo se puede hacer variar la marcha de la curva del par motor en relación a las necesidades de utilización. La solución es, sin embargo, realizable sólo en casos más bien raros: normalmente el compresor está aplicado directamente al motor y puede ser, como hemos dicho más arriba, accionado por un mando mecánico (fig. 471) o bien por una turbina que aprovecha la energía de los gases de escape (fig. 472).

La diferencia esencial entre estos dos sistemas está en el hecho que mientras con el primero el compresor sustrae al motor la potencia me-

cesaria para su funcionamiento, en el segundo se obtiene la sobrealimentación al recuperar calor de los gases de escape y, por tanto, casi gratuita.

Las soluciones con las cuales se obtiene un cierto grado de sobrealimentación utilizando la parte inferior del cilindro motor como bomba, o bien adoptando pistones escalonados, o con toma de aire dinámica que aprovecha la velocidad del vehículo (coches deportivos) son generalmente soluciones de compromiso casi siempre poco prácticas.

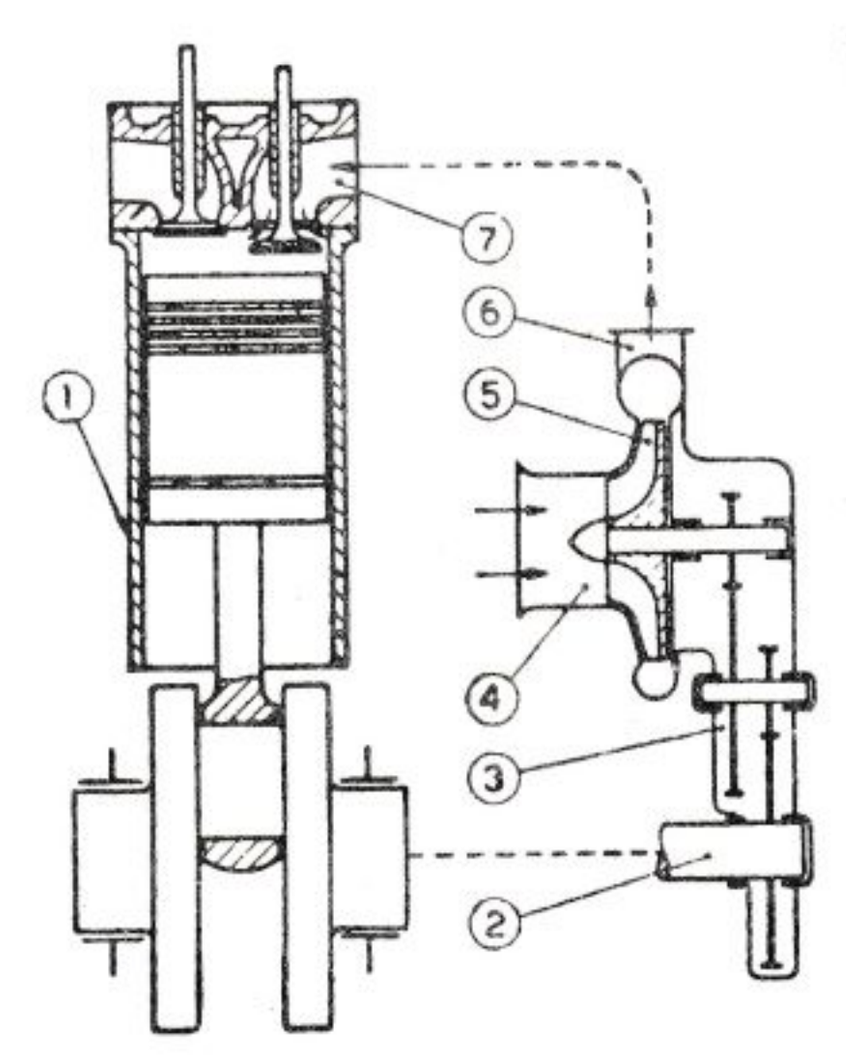


FIG. 471. — Esquema de sobrealimentación con compresor (centrífugo) accionado por el motor.

1, Motor alternativo de 4 tiempos. — 2, Eje de accionamiento del compresor. 3, Multiplicador de engranajes. — 4, Entrada de aire del compresor. — 5, Compresor centrífugo. — 6, Salida aire del compresor. — 7, Conducto de aspiración.

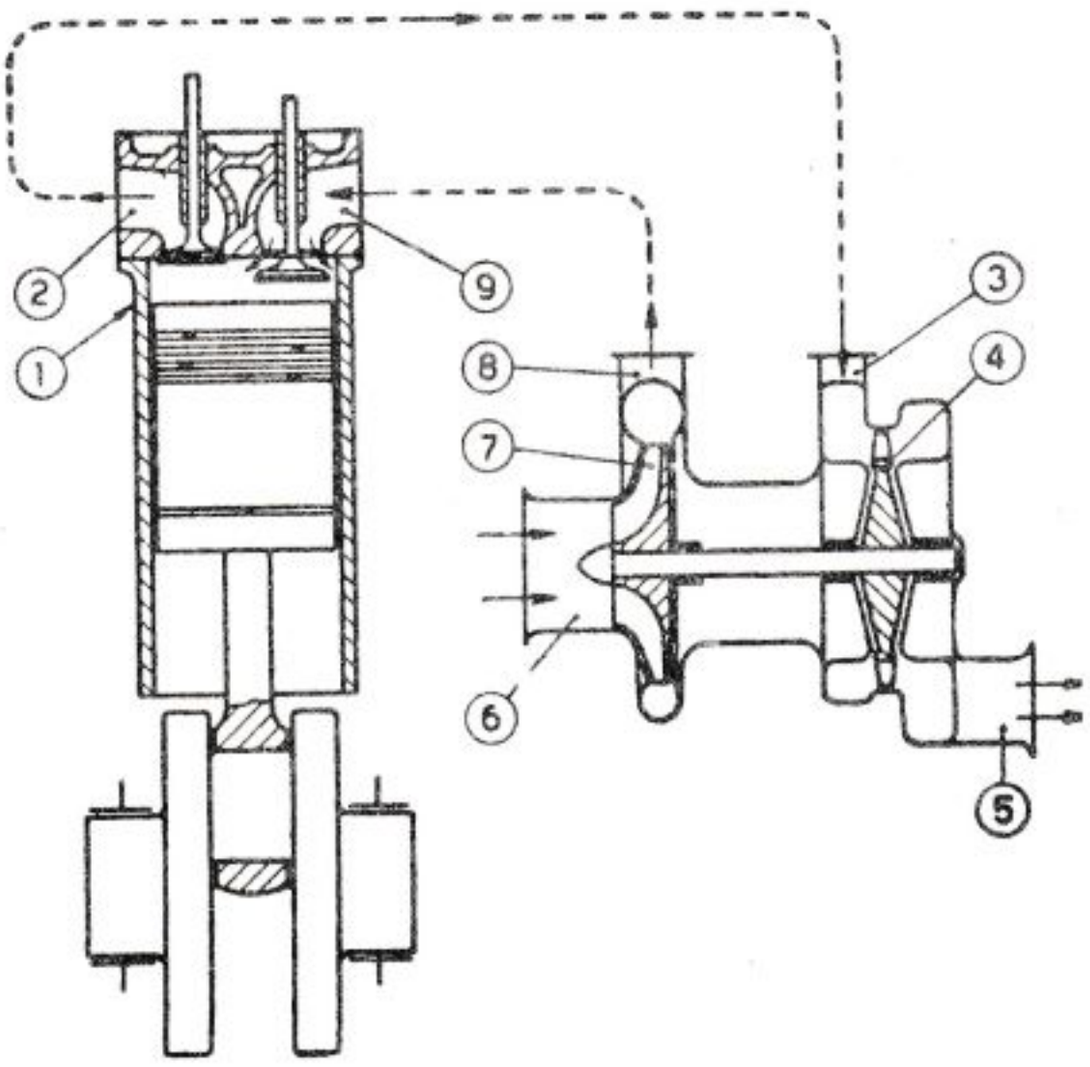


FIG. 472. — Esquema de sobrealimentación con tubo-compresor de gases de escape.

1, Motor alternativo de 4 tiempos. — 2, Conducto de escape. — 3, Entrada de gases de escape en la turbina. — 4, Turbina axial. — 5, Escape de la turbina. 6, Entrada de aire en el compresor. — 7, Compresor centrífugo. — 8, Salida de aire del compresor. — 9, Conducto de aspiración.

Los **compresores accionados mecánicamente por el motor** se emplean generalmente en aviación, en motores para autovehículos pesados y en los motores de 2 tiempos.

Los centrífugos se usan sobre todo en los motores de aviación porque se adaptan bien a las características de este empleo, que requiere, como es sabido, un funcionamiento a velocidad y cargas poco variables; no han tenido éxito en el campo de la autotracción, sobre todo porque el caudal de aire no sigue una ley de variación proporcional al número de revoluciones, por lo que al disminuir la velocidad del motor, el par motor se reduce dando lugar a una inestabilidad de funcionamiento del vehículo.

Los volumétricos, generalmente de *lóbulos,* más raramente de *paletas* o de *pistones,* se adoptan en varios tipos de motores, pero particularmente para los autovehículos ([1]). Como el caudal de aire de los compresores volumétricos varía aproximadamente en proporción lineal con la velocidad de rotación, se logra obtener un grado de alimentación bastante constante en el campo normal de funcionamiento y, por tanto, una marcha bastante estable de la curva del momento de torsión, lo que es particularmente importante para los motores de autotracción. Los inconvenientes de los compresores volumétricos están en el ruido y cierta dificultad de construcción, su delicadeza y algunas veces lo complejo del accionamiento.

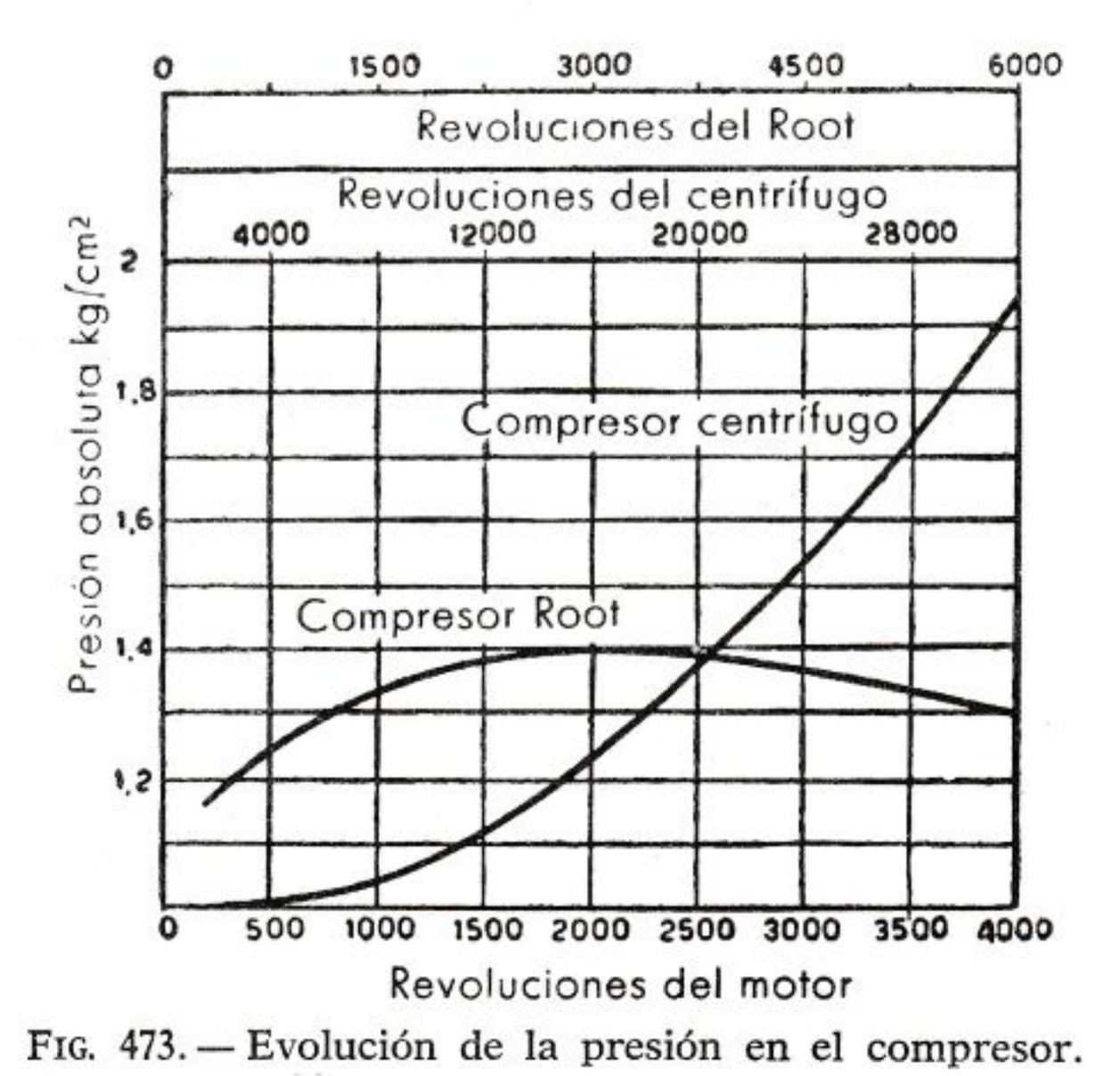


FIG. 473. — Evolución de la presión en el compresor.

La figura 473 ilustra la marcha de las presiones de alimentación suministradas por dos compresores, uno volumétrico y otro centrífugo, aplicados a un mismo motor.

Por lo que respecta a los compresores de pistón se puede decir que con excepción de las bombas de barrido de los motores de 2 tiempos, las cuales, como es sabido, son en su gran mayoría de pistones y pueden suministrar (con oportunos dispositivos) un cierto grado de sobrealimentación, su aplicación es por el momento prácticamente nula. Las razones hay que buscarlas en la complicación, constructiva, dificultad de lubricación y, sobre todo, en su gran volumen que hace difícil la colocación en el motor.

([1]) Hay algunas aplicaciones en motores marinos y en potencias superiores a los 1.000 CV (motores Burmeister y Wain, etc.).

Los compresores centrífugos accionados por una turbina de gases de escape presentan como principal ventaja la de utilizar parte de la energía térmica de los gases de escape que de otro modo se perdería totalmente. El balance económico de funcionamiento de un motor sobrealimentado con turbosoplante resulta, por tanto, netamente favorable porque el funcionamiento del compresor supone sólo una ligera sustracción de potencia al motor por efecto del ligero aumento en la contrapresión de escape.

El sistema, inicialmente adoptado en los motores de aviación para su empleo en cotas elevadas (sistema Rateau), está hoy también difundido en el campo de los motores Diesel, en instalaciones fijas, en tracción ferroviaria y en aplicaciones navales.

XXVIII. 3. Compresores volumétricos

La toma del movimiento desde el motor se hace en los casos más simples mediante un acoplamiento de correa o normalmente con una serie de engranajes. En el sistema de engranajes entre el eje motor y la rueda conductora del compresor se interpone comúnmente un acopla-

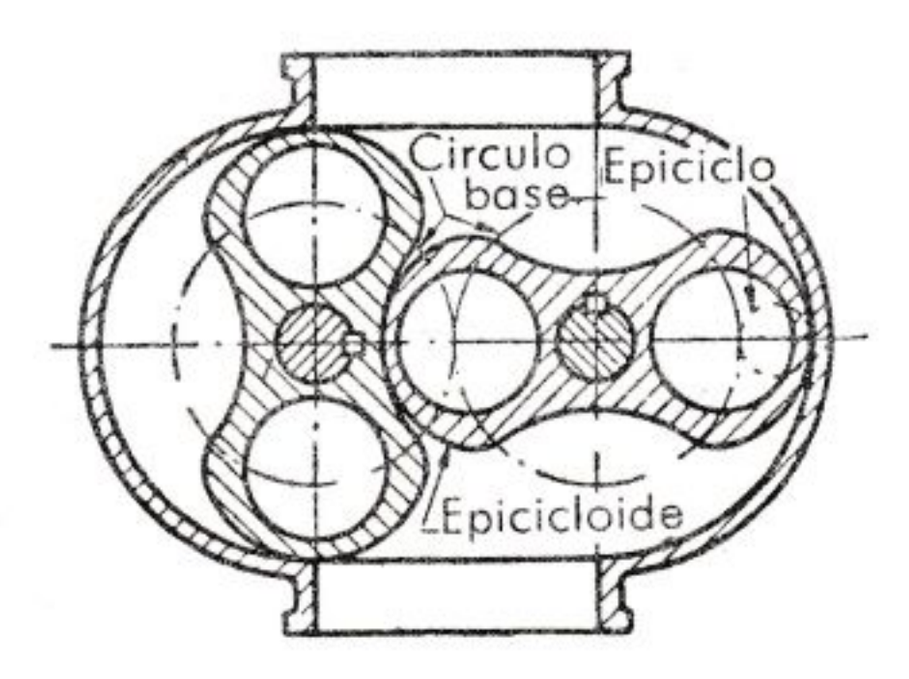


FIG. 474. — Compresor de lóbulos (Roots).

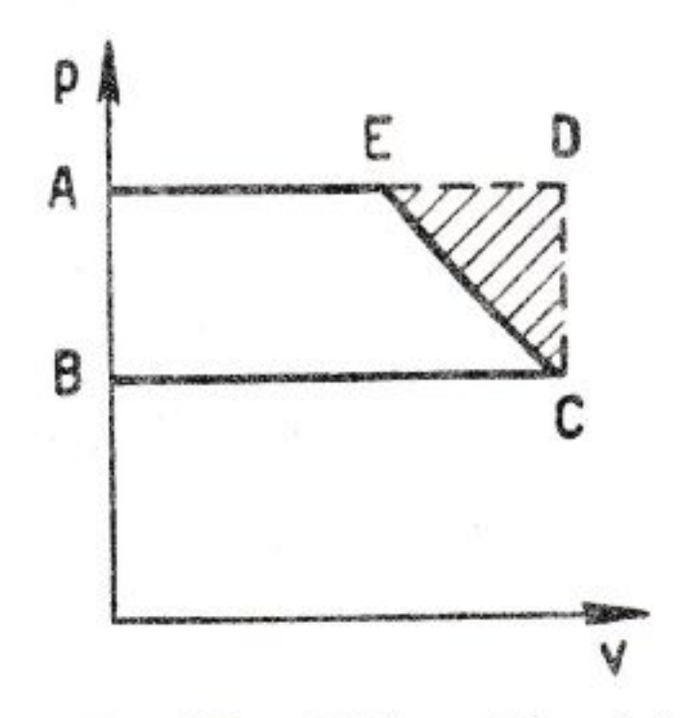


FIG. 475. — Ciclo teórico del compresor Roots.

miento elástico o uno de fricción, de tipo mecánico o hidráulico, que patinando en los períodos de aceleración y deceleración violentos, preserva los órganos de transmisión de las sobrecargas originadas por la inercia del rotor. La fricción sirve también para amortiguar las eventuales vibraciones.

El **compresor de lóbulos** más difundido es sin duda alguna el tipo *Roots* (ver fig. 474) está compuesto en su realización más simple por dos rotores de dos lóbulos los que tienen una sección en forma parecida a un 8 los rotores están unidos a dos engranajes y giran a la misma velocidad y en sentido contrario. Para obtener una mayor uniformidad de suministro, los rotores pueden ser ligeramente helicoidales. También se adoptan compresores con rotores de tres lóbulos.

Generalmente (véase fig. 474) el perfil de los lóbulos es de forma epicicloide, que es una curva generada por un punto de una circunferencia, llamada generatriz o epiciclo, rodando sobre otra circunferencia fija llamada base Los lóbulos pueden tener, sin embargo, otro perfil, pero también formado solamente de arcos de círculo.

El compresor Roots no trabaja verdaderamente como compresor, sino como desplazador del aire; la carga alcanza la salida aproximadamente a la misma presión de la entrada y es comprimida por el flujo de retorno del aire soplado anteriormente. En coordenadas presión-volumen, el ciclo teórico de este compresor (fig. 475) tiene forma rectangular *A B C D*, por lo que, en comparación al teórico *A B C E* de un compresor de pistones, presenta un aumento del trabajo de compresión (es decir, una pérdida) representada por el área *C D E*.

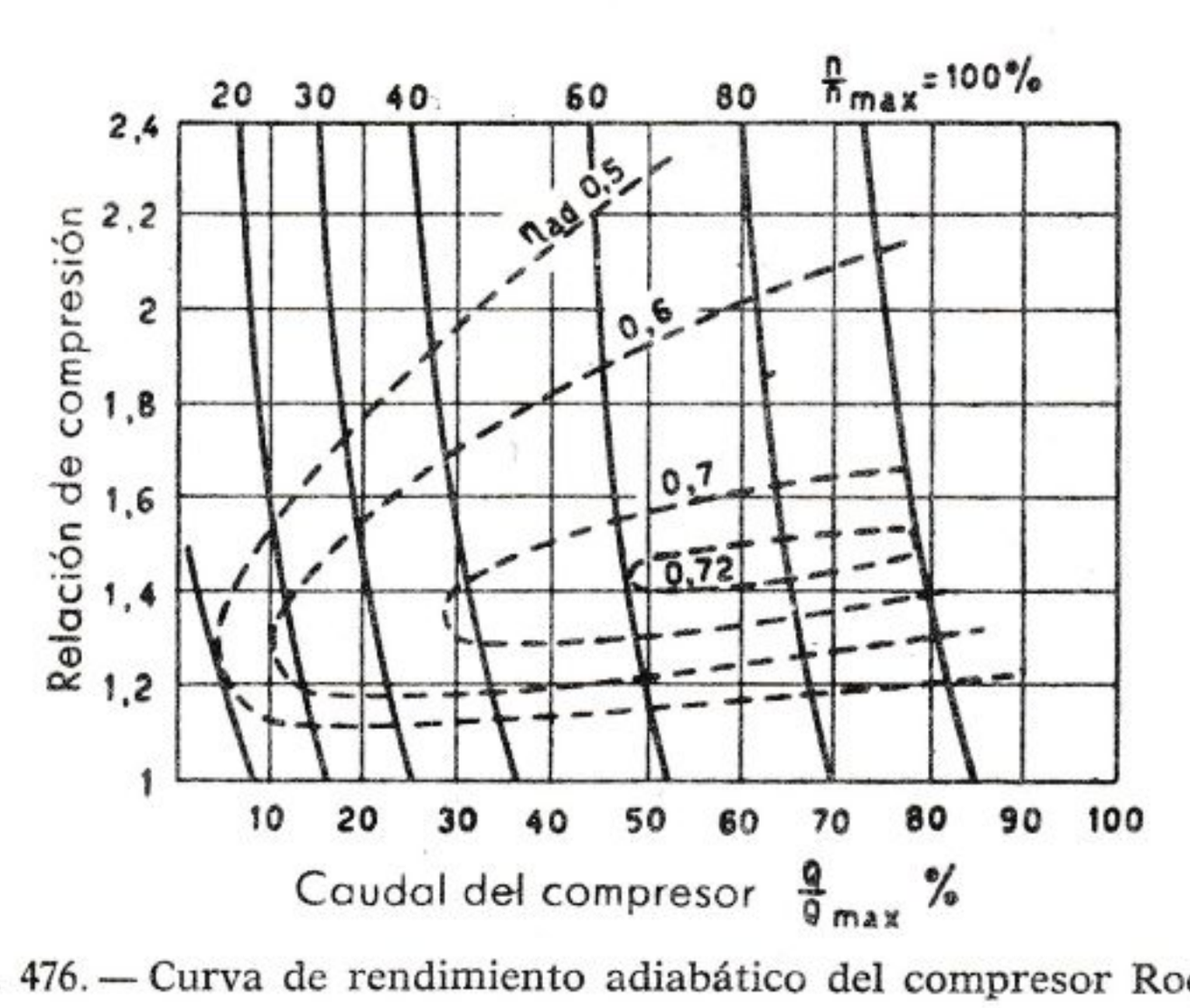


FIG. 476. — Curva de rendimiento adiabático del compresor Roots.

La máxima velocidad periférica de los rotores, compatible con la seguridad de funcionamiento es de unos 60÷65 m/s, mientras que la presión de descarga debe ser limitada a 1,6÷1,7 kg/cm², porque al superar tales valores desciende notablemente el rendimiento adiabático.

En la figura 476 se ha trazado, tomando como base datos experimentales, un diagrama de las características de un buen compresor Roots de dos lóbulos. El compresor de lóbulos une a sus ventajas la alta velocidad de rotación la simplicidad y la ausencia de contactos entre las partes en giro (por esta última razón no requiere lubricación interna).

El caudal efectivo del compresor, teóricamente proporcional al número de revoluciones del motor es menor que el teórico a causa de las pérdidas volumétricas debidas al huelgo entre los elementos fijos y rotativos.

Como estas pérdidas (que pueden agruparse en dos categorías, pérdidas de presión a la entrada, y pérdidas por filtraciones) dependen de factores difíciles de valorar analíticamente, cuando se debe determinar el caudal efectivo del compresor es oportuno basarse en valores del rendimiento volumétrico deducido de pruebas prácticas y obtener el caudal como producto del teórico y del rendimiento volumétrico así obtenido.

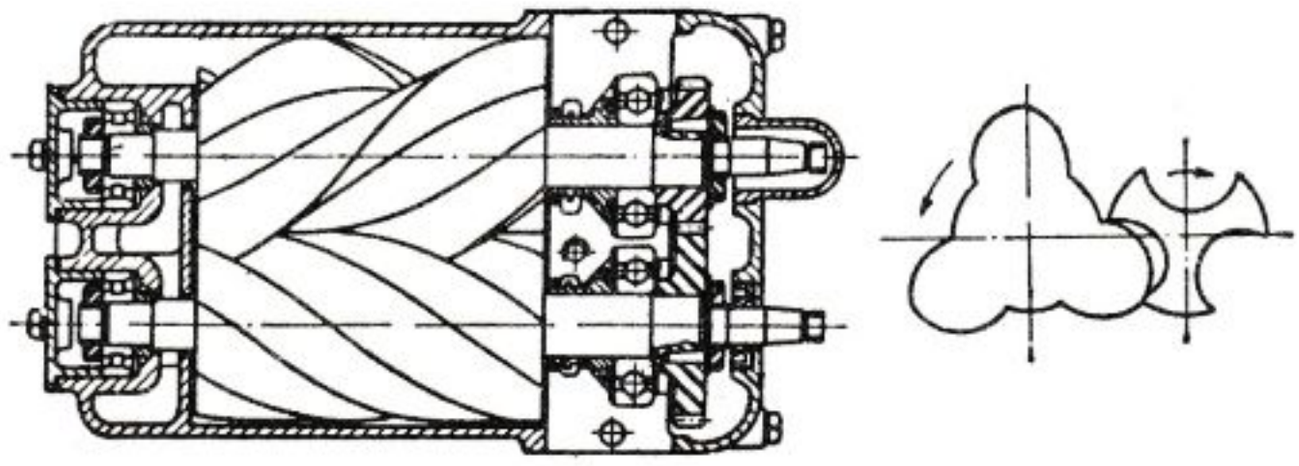


FIG. 477. — Compresor de husillos Elliot-Lysholm.

A diferencia del compresor Roots, que funciona como desplazador y en el cual con la presión, como hemos dicho, tiene lugar por reflujo de una parte del aire comprimido precedentemente, el compresor *Elliott Lysholm* (ver fig. 477) es un tipo de compresor de lóbulos que no sólo

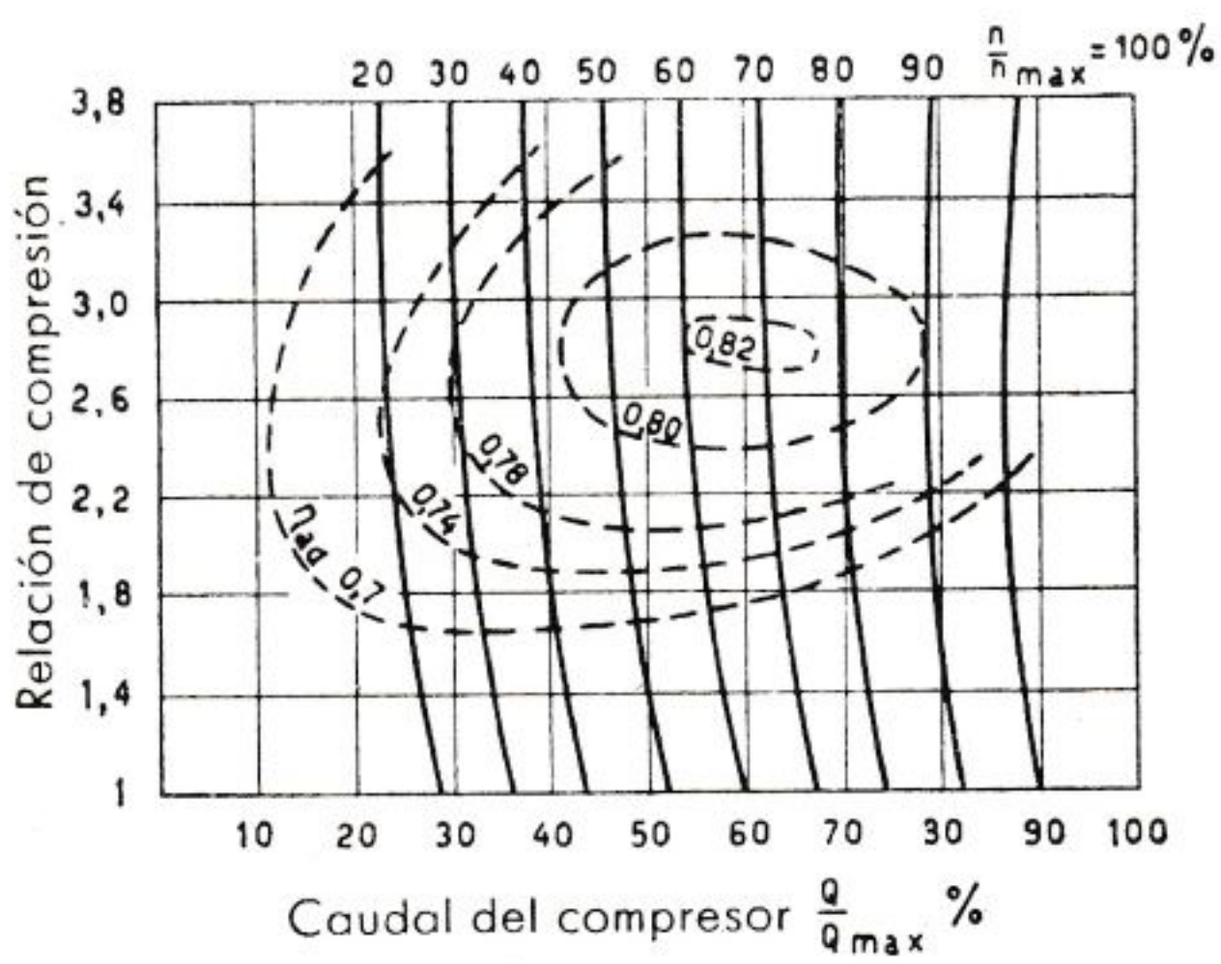


FIG. 478. — Curva de rendimiento adiabático del compresor Elliot-Lysholm.

transporta la carga desde la aspiración a la descarga, sino que simultáneamente la comprime según una politrópica próxima a la adiabática.

Sus características, que se deducen del examen de las curvas experimentales mostradas en la figura 478, son el elevado rendimiento adiabático (hasta el 84 %), el amplio campo de las condiciones de funciona-

miento para las cuales el rendimiento se mantiene aceptable y la notable relación de compresión realizable.

Los **compresores de paletas,** de los cuales está representado un esquema en la figura 479 (*Zoller, Cozette,* etc.), aunque permiten alcanzar relaciones de compresión elevadas (hasta 3 : 1) con rendimientos adiabáticos de 0,40÷0,5, y en algunos casos también de 0,6, no se emplean

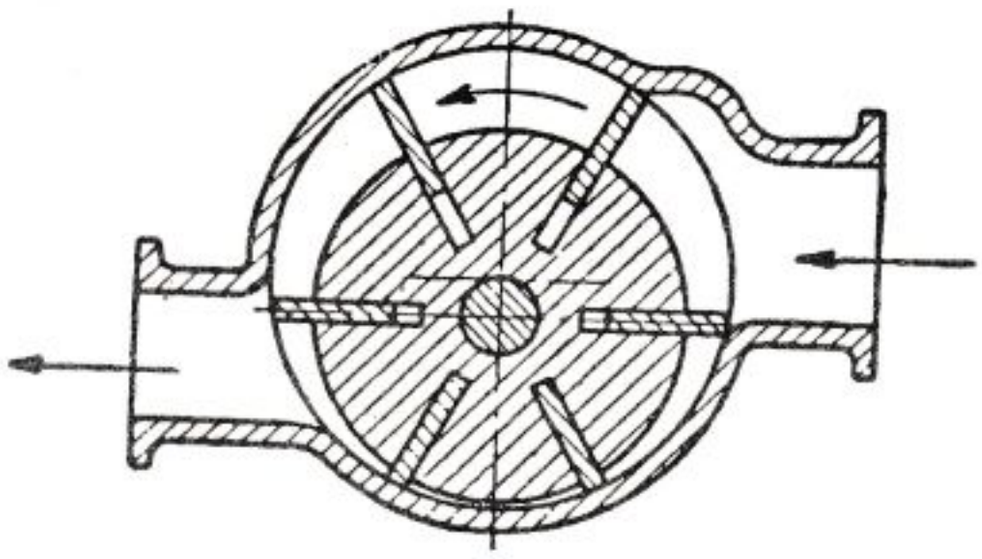


FIG. 479. — Esquema de compresor de paletas.

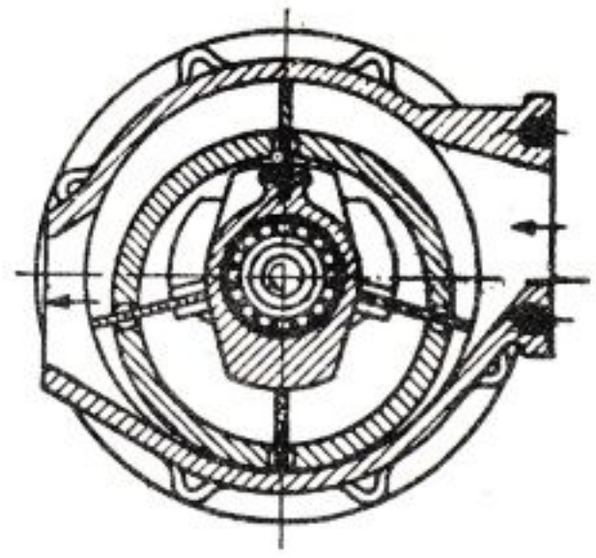


FIG. 480. — Compresor de paletas.

comúnmente para la sobrealimentación del Diesel por su elevado coste y su delicadeza; presentan los inconvenientes de tener partes dotadas de movimiento alterno y dificultad de lubricación. Uno entre los muchos compresores perfeccionados de este tipo es el *Centric* (ver fig. 480); en

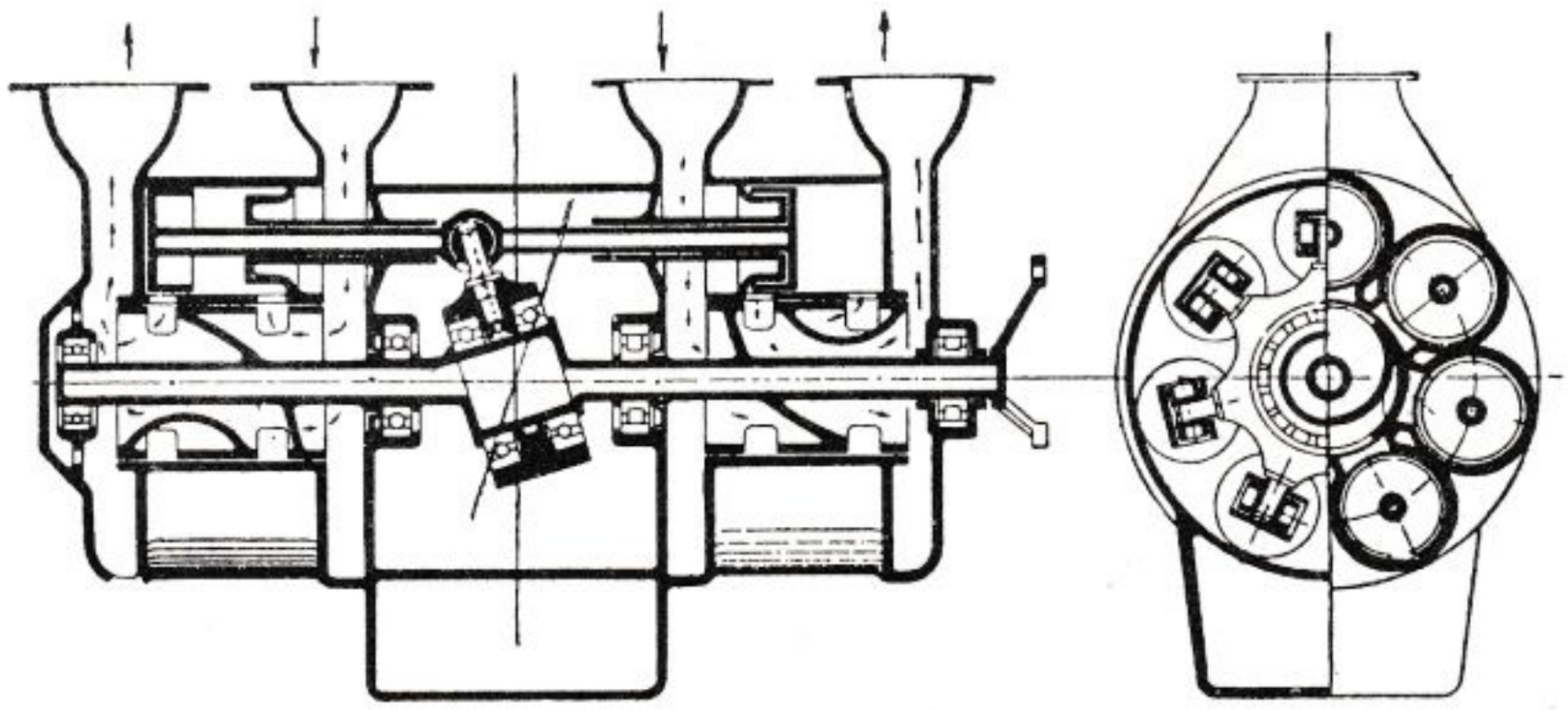


FIG. 481. — Compresor de pistones Wellworthy-Ricardo.

éste las paletas están vinculadas a un cubo central solidario con el tambor excéntrico, por lo que es posible alcanzar elevadas velocidades de rotación con limitadas pérdidas por rozamiento.

Los **compresores de pistón** que, como ya hemos dicho, tienen escasas aplicaciones, pueden ser considerados constructivamente como las bombas de barrido alternativas de los motores de 2 tiempos.

Consideramos útil hacer una ligera descripción de un nuevo y especial tipo de compresor de pistones: el *Wellworthy-Ricardo* (ver fig. 481). Está constituido por un determinado número de pistones funcionando a doble efecto en cilindros dispuestos en *A* en torno a una válvula central rotativa. El mismo eje que hace girar la válvula acciona también los pistones por medio de un disco inclinado; los vástagos de accionamiento de los pistones se deslizan por unas largas guías lubricadas que eliminan el empuje lateral sobre las paredes de los cilindros y permite mantener un cierto huelgo entre pistón y cilindro; de esta manera, por la ausencia de rozamiento, no hay desgaste y no se necesita lubricación. En la construcción se han reducido al mínimo los espacios muertos y la posibilidad de filtración, por lo que es posible obtener elevadas presiones de descarga con buenos rendimientos. El compresor resulta bien equilibrado dinámicamente y puede alcanzar regímenes de rotación de 3.000 r.p.m.

XXVIII. 4. Turbocompresores

Los turbocompresores de gases de escape constituyen el medio más adecuado para la sobrealimentación de los motores de media y gran potencia.

El turbocompresor está compuesto esencialmente de una **turbina** y de un **compresor** montados sobre el mismo eje (ver fig. 482); la turbina recibe del motor, a través de uno o más colectores, los gases de escape

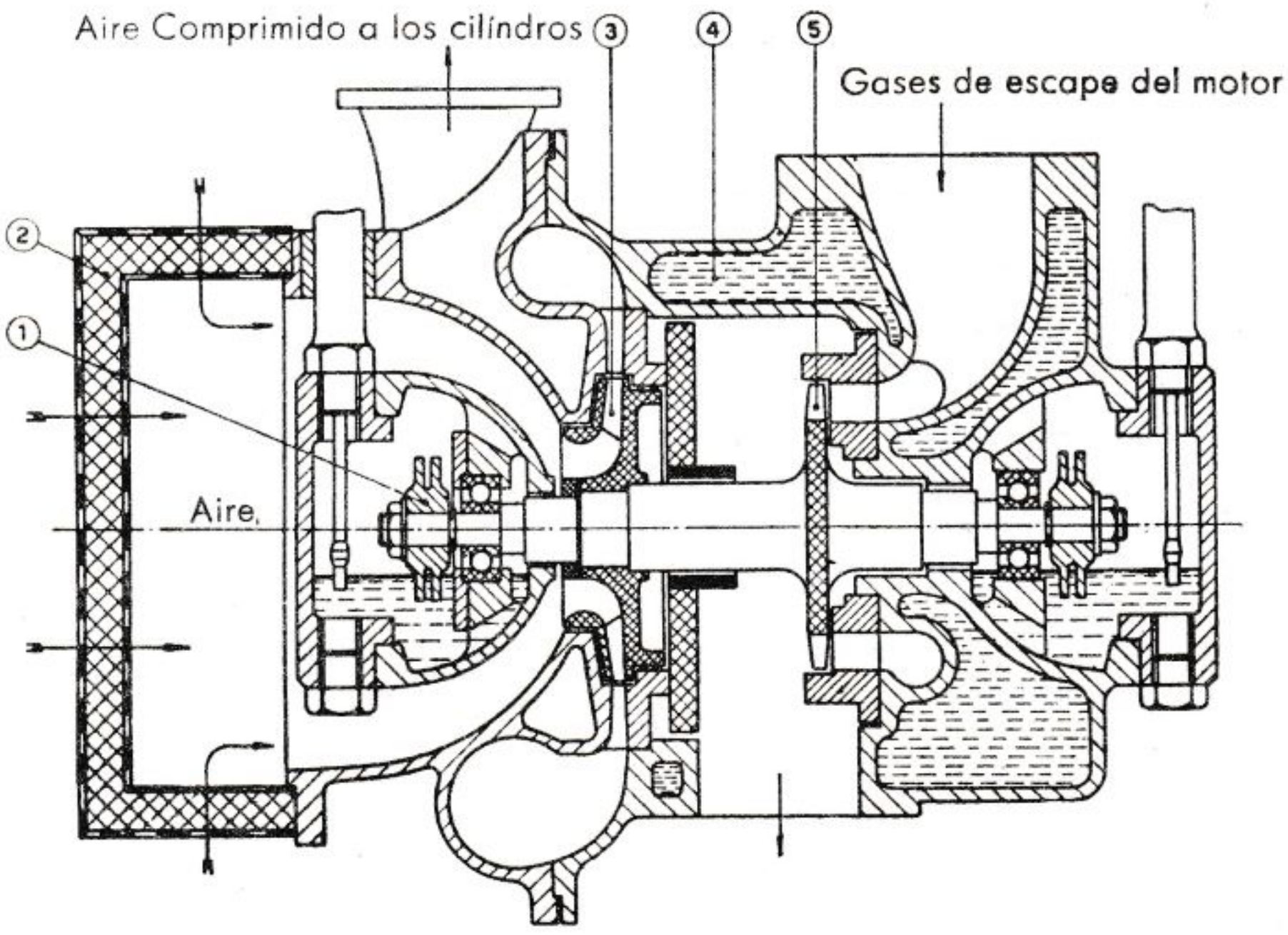


FIG. 482. — Esquema longitudinal de un turbocompresor de gases de escape para sobrealimentación.

1, Discos para lubricación. — 2, Filtro de aire. — 3, Compresor centrífugo. — 4, Canales para el agua de refrigeración. — 5, Turbina axial.

que la ponen en rotación suministrando la energía necesaria para comprimir el aire por medio del compresor y enviarlo a los distintos cilindros a través del colector de aspiración.

En la figura 483 se muestra un corte de un típico turbocompresor.

La turbina es generalmente del tipo de *flujo axial,* pero puede también ser del tipo *radial centrípeto* (turbocompresores para vehículos industriales), mientras que el compresor es casi siempre del tipo *centrífugo.* Constructivamente la turbina y el compresor son muy semejantes a las turbinas y compresores empleados en los turbomotores, de los

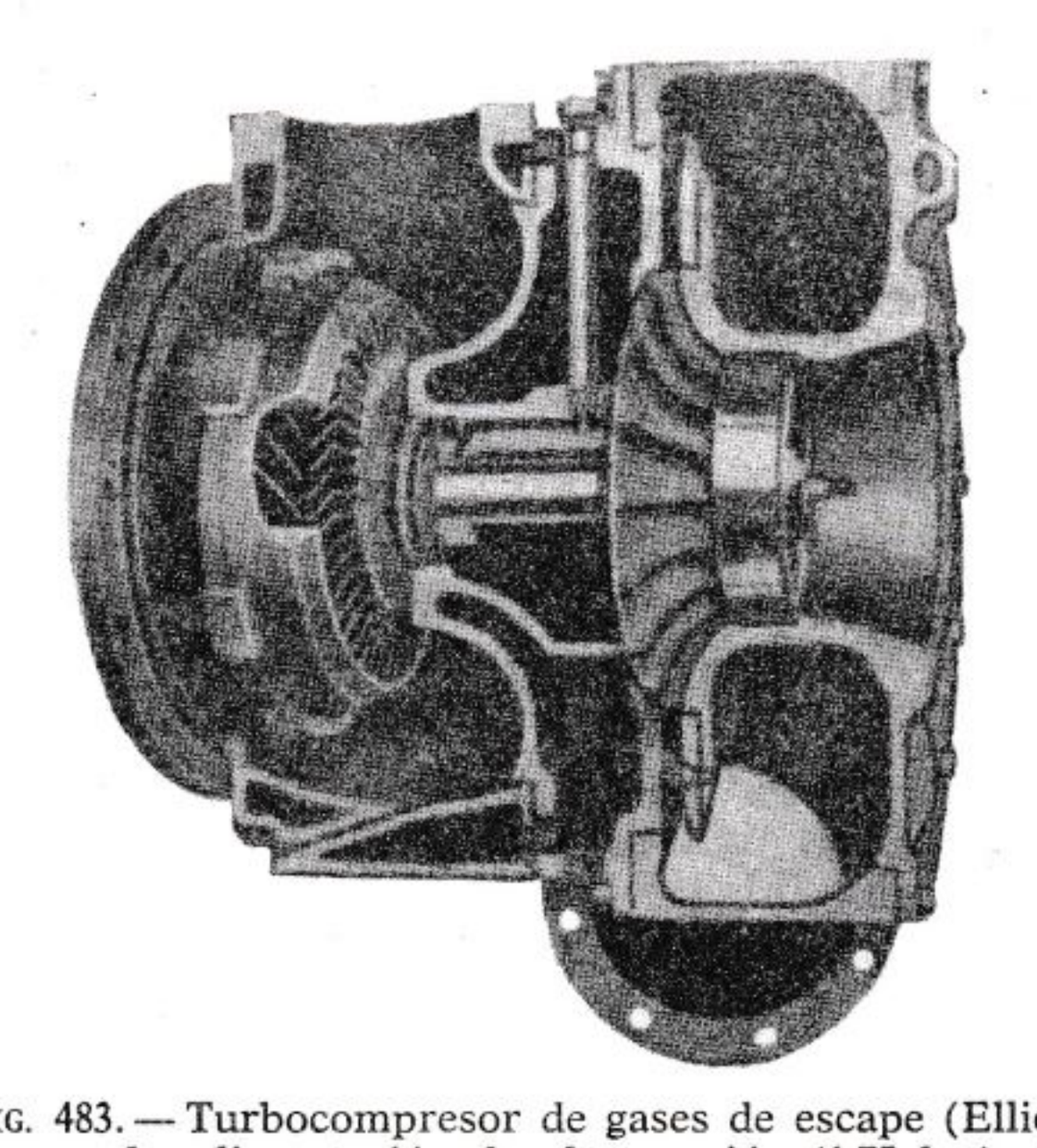


FIG. 483. — Turbocompresor de gases de escape (Elliot) para sobrealimentación de alta presión (1,75 kg/cm²)

cuales trataremos en la parte quinta. Defieren de éstos sobre todo en que los materiales no son tan buenos (por ser menores las temperaturas en juego) y en la forma de los rotores, que por ser las relaciones de compresión y de expansión generalmente más bajas, son de diseño más simple y por ello de más fácil construcción sin sacrificio para el rendimiento del conjunto.

Para los turbocompresores más pequeños, que sirven para sobrealimentar motores de potencia limitada, las dificultades de contrucción son notables, por las pequeñas dimensiones de las paletas del rotor y por la alta velocidad de rotación a la que tienen que funcionar. Las dificultades están, sobre todo, en las condiciones de funcionamiento de los cojinetes, pues rodando a velocidad elevadísima y sometidos a la acción del calor, requieren particulares cuidados en su montaje y lubricación a fin de obtener duración suficiente y seguridad en el funcionamiento.

Por estas razones los turbocompresores no han tenido todavía una gran aplicación en los motores pequeños, pero los grandes proyectos efectuados en el campo de las turbinas hacen prever que en un próximo futuro tengan también un fuerte desarrollo en este campo.

Los regímenes máximos de rotación de los turbocompresores para motores de grandes y media potencia no superan comúnmente las 20.000 r.p.m., mientras que para el empleo en motores de pequeña potencia se superan normalmente las 30.000 r.p.m. En los motores para camiones se alcanzan también 90.000 r.p.m. En las normales aplicaciones el turbocompresor no gira en servicio continuo al régimen indicado como máximo; según las condiciones de funcionamiento del motor, gira a regímenes variables entre el máximo y aproximadamente 1/3 del mismo.

Para las aplicaciones comunes las presiones de sobrealimentación están en general mantenidas entre valores comprendidos entre 0,4 y 1 kg/cm². El aumento de temperatura del aire incide sobre la resistencia térmica de los elementos del motor afectados por la combustión (émbolo, aros de compresión, inyectores, etc.), por lo que conviene mantener la relación de las presiones entre los límites indicados. Cuando se alcanzan valores superiores ($1{,}2 \div 2$ kg/cm²) es necesario intercalar entre compresor y motor un refrigerador del aire comprimido recientemente, con turbocompresores provistos de intercambiadores de calor, se han alcanzado presiones de sobrealimentación de 2,5 kg/cm² y aún más. Con el perfeccionamiento de su construcción y el mejoramiento del rendimiento de los intercambiadores de calor, se entrevé la posibilidad de alcanzar relaciones de presión del orden de $3 \div 4$.

La temperatura de los gases de escape a su ingreso en la turbina no supera los 500-550° C, porque de ordinario el Diesel sobrealimentado se hace funcionar con un exceso de aire más fuerte que el motor de alimentación natural; en algunos casos, en los cuales casi toda la carga de aire se aprovecha (por ejemplo en el funcionamiento en sobrecarga), la temperatura puede alcanzar también los 700° C.

XXVIII. 5. Sobrealimentación de los motores de 2 tiempos

En los motores de 2 tiempos, para efectuar una eficaz sobrealimentación, es necesario disponer en los cilindros adecuados lumbreras provistas de válvulas para la carga suplementaria, o bien, en el caso de barrido uniflujo con válvula de escape en la culata, cerrar esta última antes que se cierren las lumbreras de entrada de aire de barrido.

Es sabido que los modernos motores Diesel de 2 tiempos provistos de válvulas de barrido, están siempre ligeramente sobrealimentados por la misma bomba de barrido, ya que las dichas válvulas permiten el ingreso de un cierto volumen de aire comprimido en el cilindro des-

pués del cierre de las lumbreras de escape. Los valores de la sobrealimentación son mantenidos, sin embargo, más bien bajos (0,10÷0,15 kg/cm²) para evitar que una excesiva cantidad de aire comprimido salga por las lumbreras de escape durante la fase de barrido y, por tanto, se pierda parte de la potencia gastada para comprimirlo. Sólo en algunos casos se adoptan presiones mayores empleando un turbocompresor que

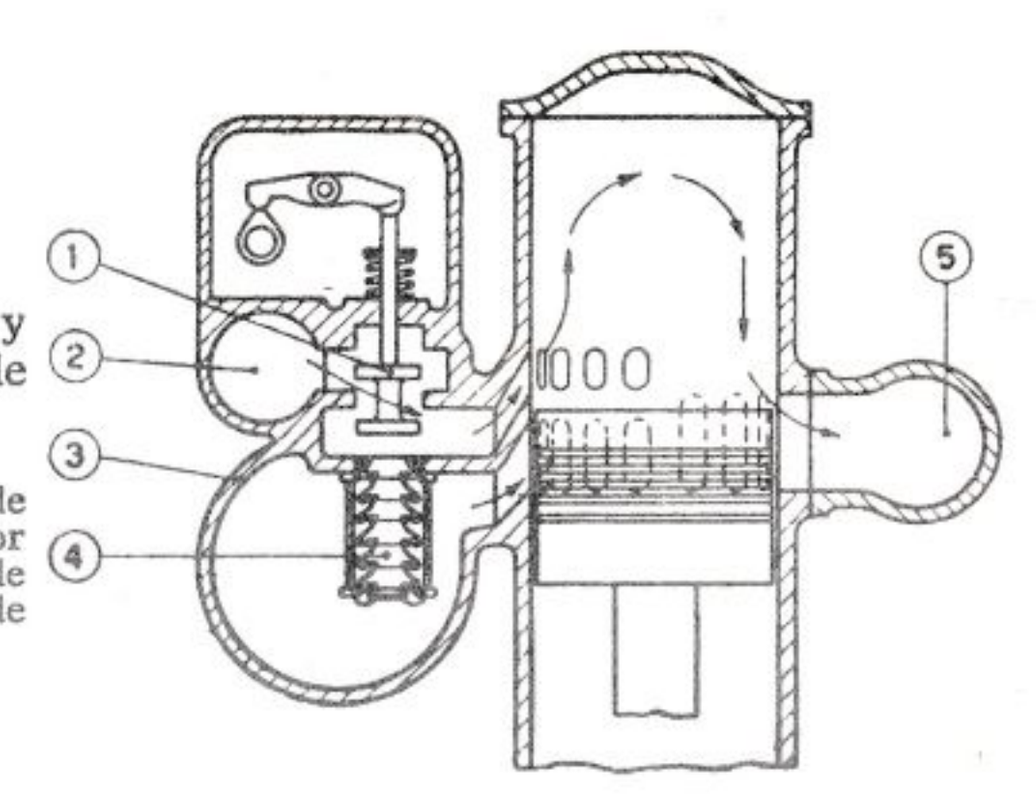


FIG. 484. — Esquema de barrido y sobrealimentación para un motor de 2 tiempos.

1, Válvula de corredera para la entrada de aire de sobrealimentación. — 2, Colector de aire de sobrealimentación. — 3, Colector de aire de barrido. — 4, Válvula automática de barrido. — 5, Colector de escape.

alimenta la bomba de barrido a una presión superior a la atmosférica; de este modo la mayor potencia requerida para comprimir el aire, consumida en parte en la fase de barrido, se obtiene a costa de la energía calorífica de los gases de escape.

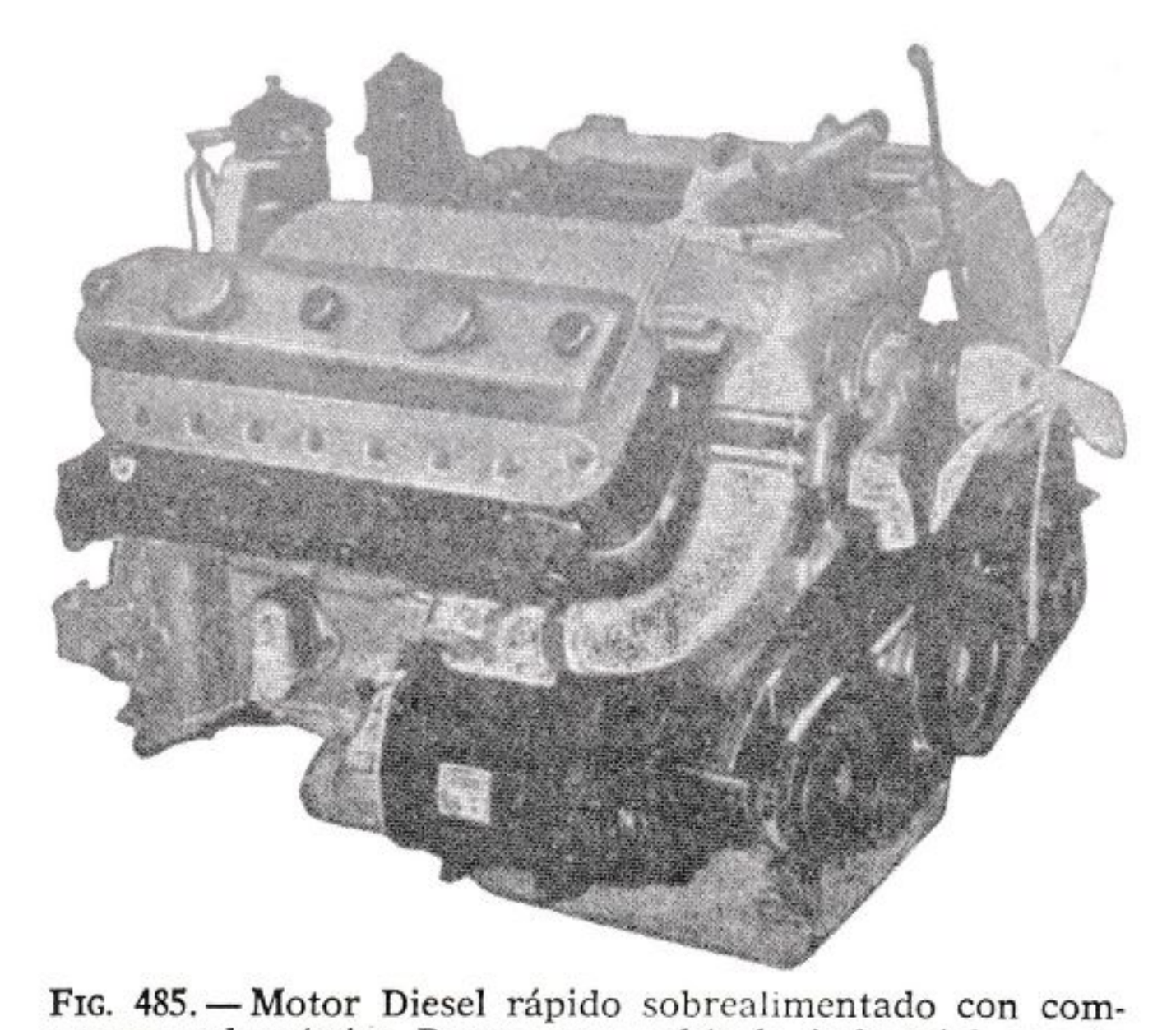


FIG. 485. — Motor Diesel rápido sobrealimentado con compresor volumétrico Roots para vehículo industrial pesado (O.M.).

8 cilindros en V a 90°; 4 tiempos; diámetro 115 mm; carrera 140 mm; cilindrada 11.630 cm³; potencia 220 CV a 1.900 r.p.m.

Para efectuar una sobrealimentación más elevada, se recurre frecuentemente a medidas similares a la representada en la figura 484, es decir, se separa el aire de barrido a baja presión de aquel a presión más elevada destinado a la sobrealimentación (suministrado, por ejemplo, por un turbocompresor); éste se introduce en el cilindro abriendo adecuadas válvulas después del fin de la fase de barrido cuando las lumbreras de escape están ya cerradas. Sólo raramente es posible hacer realizar también al turbocompresor la función de bomba de barrido en todas las condiciones de funcionamiento: en efecto, mientras la bomba de

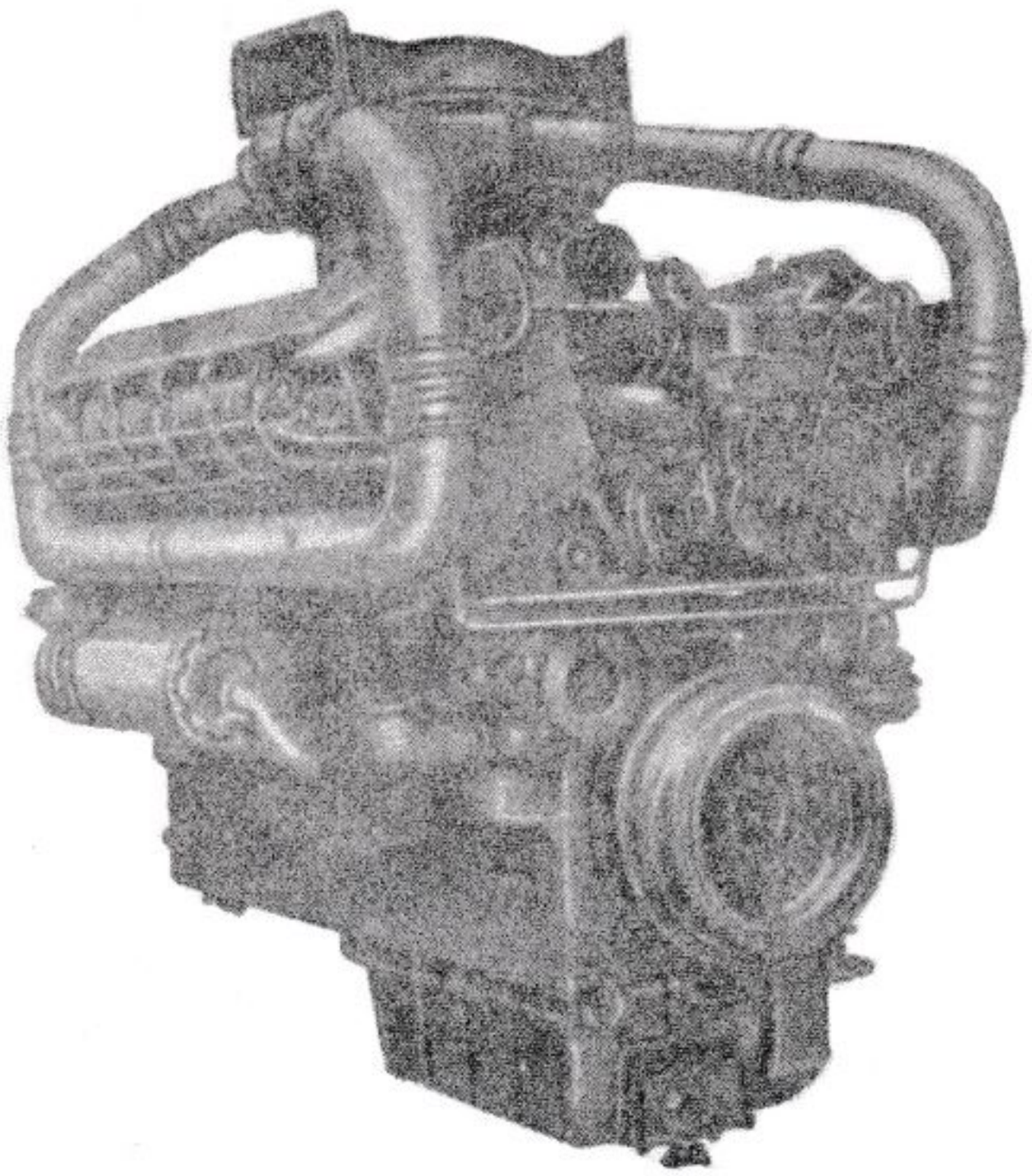


FIG. 486. — Motor Diesel rápido sobrealimentado con turbocompresor de gases de escape. (Ver también secciones en la fig. 478.)

barrido accionada directamente por el motor (o por una unidad motriz independiente) suministra en la fase de arranque una suficiente cantidad de aire, el turbocompresor, que tarda en alcanzar su velocidad de régimen, no siempre puede asegurar en fase de arranque la renovación del aire en los cilindros, por lo que el motor tiende a pararse.

En los motores con bomba de barrido y turbocompresor, usando particulares recursos constructivos la bomba puede ser excluida del funcionamiento a régimen.

XXVIII. 6. Resultados que pueden obtenerse con la sobrealimentación

El incremento de potencia con el empleo de buenos compresores volumétricos accionados mecánicamente, varía del 25 al 50 %; estos límites no son superados más que excepcionalmente puesto que, si no se quiere recurrir a la compleja y costosa solución del compresor de varios saltos

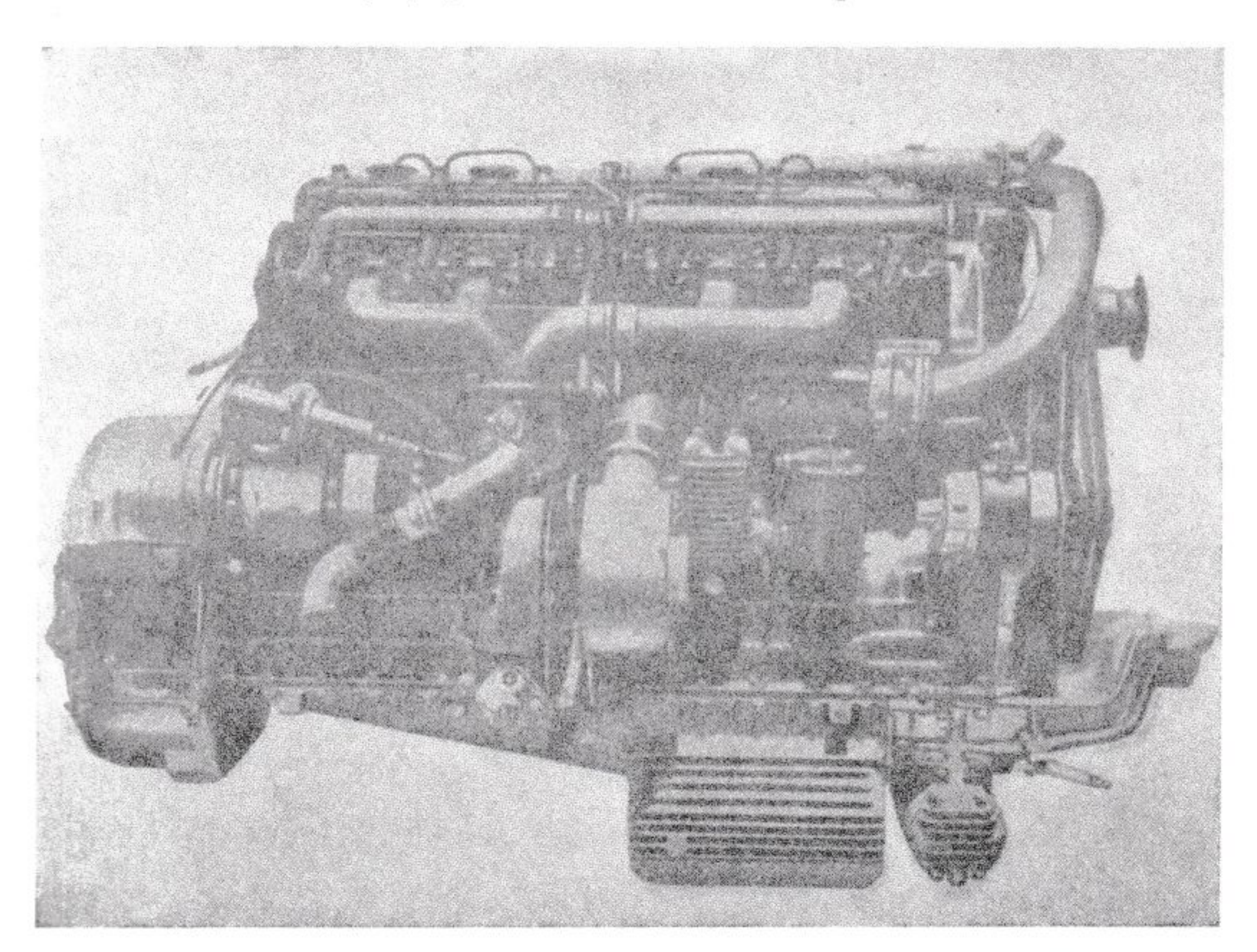


FIG. 487. — Vista exterior por el costado del turbocompresor del motor FIAT 203 sobrealimentado.

con refrigeración intermedia, la presión de sobrealimentación debe ser mantenida entre los valores máximos de $0{,}6 \div 0{,}7$ kg/cm² (como término medio está entre $0{,}30 \div 0{,}40$ kg/cm²). La mejoría en los consumos específicos es del orden del 5 %, o poco más en la curva de potencia máxima, y ligeramente mayor para el funcionamiento a cargas parciales, especialmente si en tales condiciones es posible poner en cortocircuito la descarga con la aspiración del compresor. Desde el punto de vista del peso el resultado se puede resumir en una disminución aproximada

del 10÷20 % en comparación con un motor de aspiración natural y de igual potencia.

Las ventajas que pueden obtenerse con la sobrealimentación mediante turbocompresores, especialmente en lo que respecta a los consumos, son superiores a las que pueden conseguirse con compresores de accionamiento mecánico, puesto que la potencia necesaria para su accionamiento se obtiene, con todas las ventajas para el rendimiento, de la energía térmica residual de los gases de escape. Los aumentos de

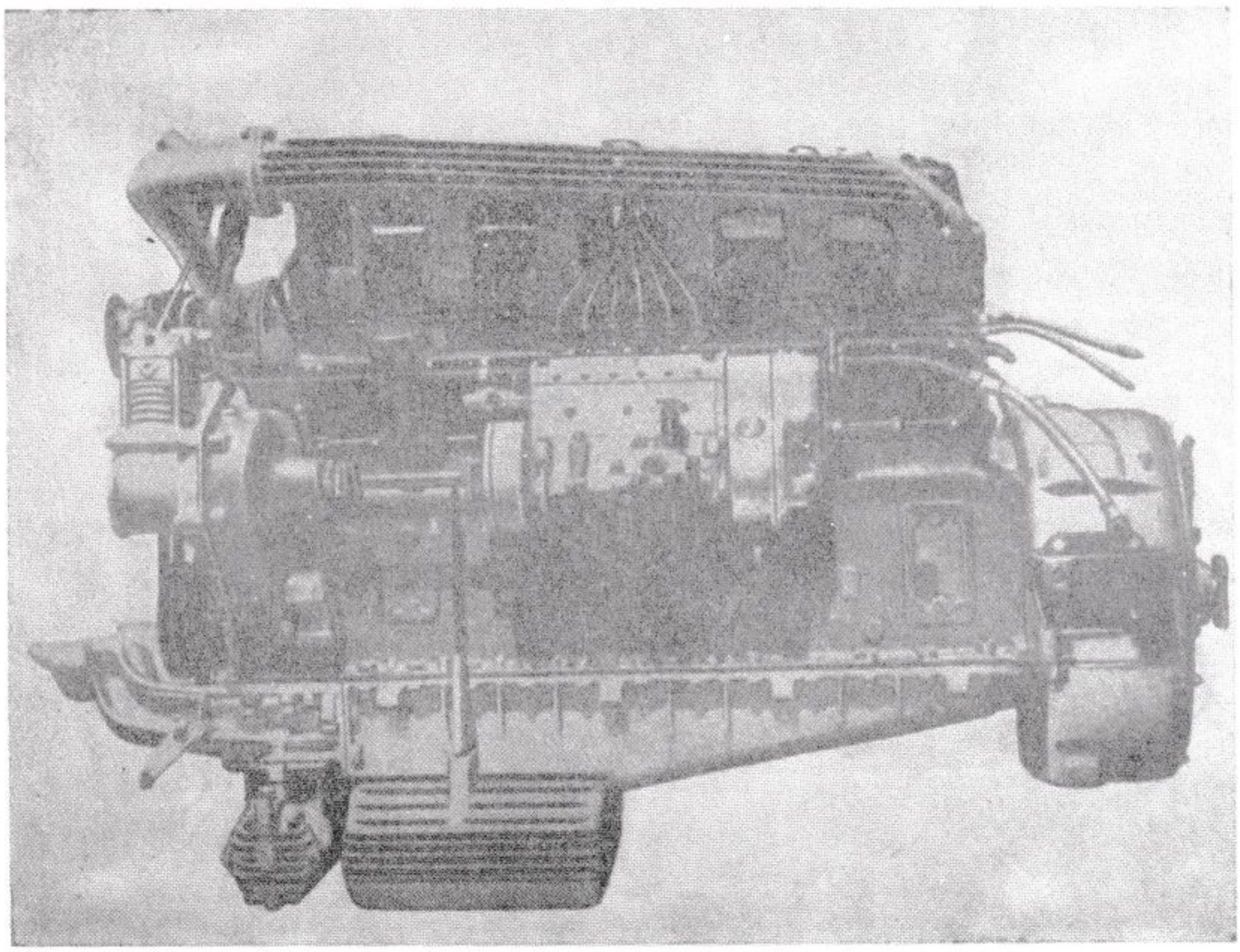


FIG. 488. — Vista exterior por el costado de la bomba de inyección del motor FIAT 203 sobrealimentado.

potencia sobre motores de construcción normal, para los cuales la aplicación del turbocompresor resulta bastante simple, oscilan entre el 40 % y el 50 % con presiones de sobrealimentación más bien modestas (0,30÷0,40 kg/cm²).

En el caso de los motores adecuadamente dimensionados y con turbocompresores provistos de enfriadores de aire antes de su ingreso en los cilindros, se alcanzan, con presiones de sobrealimentación del orden de 1 kg/cm² (es decir, presiones de alimentación de 2 kg/cm²), incre-

mentos de potencia notablemente superiores. Últimamente se han experimentado turbocompresores perfeccionados que permiten relaciones de sobrealimentación de 3:1 (es decir, presiones de sobrealimentación de 2 kg/cm^2) con los cuales se obtienen incrementos de potencia superiores al 100 %. Para estos elevados valores de la sobrealimentación aumenta no obstante notablemente la dificultad de refrigeración del motor, puesto que, como es sabido, a través de la instalación de refrigeración deben de ser eliminadas como término medio tantas calorías cuantas son las que se transforman en trabajo mecánico. El calentamiento resultante de una sobrealimentación muy elevada puede ser en efecto la causa de agarrotamiento de aros, de quemaduras en los pistones y en las válvulas de escape o de inconvenientes en las culatas de los cilindros, por lo que es necesario recurrir a particulares medidas en el circuito de agua, como también a refrigerar el interior de los pistones y mejorar la lubricación.

La figura 485 muestra un motor para autovehículo con compresor accionado por medio del motor a mitad de régimen; en la figura 486 está representado un motor para aplicación ferroviaria sobrealimentado con turbocompresor; las figuras 487 y 488 representan un motor para autovehículo sobrealimentado con turbocompresor.

CAPÍTULO XXIX

CARACTERÍSTICAS DE LOS MOTORES DE ENCENDIDO POR COMPRESIÓN EN RELACIÓN A SU EMPLEO

XXIX. 1. Motores para autovehículos industriales

Existe una extensa gama de motores para vehículos industriales [1] con características muy diversas según los vehículos. En general, con el aumento de la carga del vehículo aumenta la cilindrada del motor y

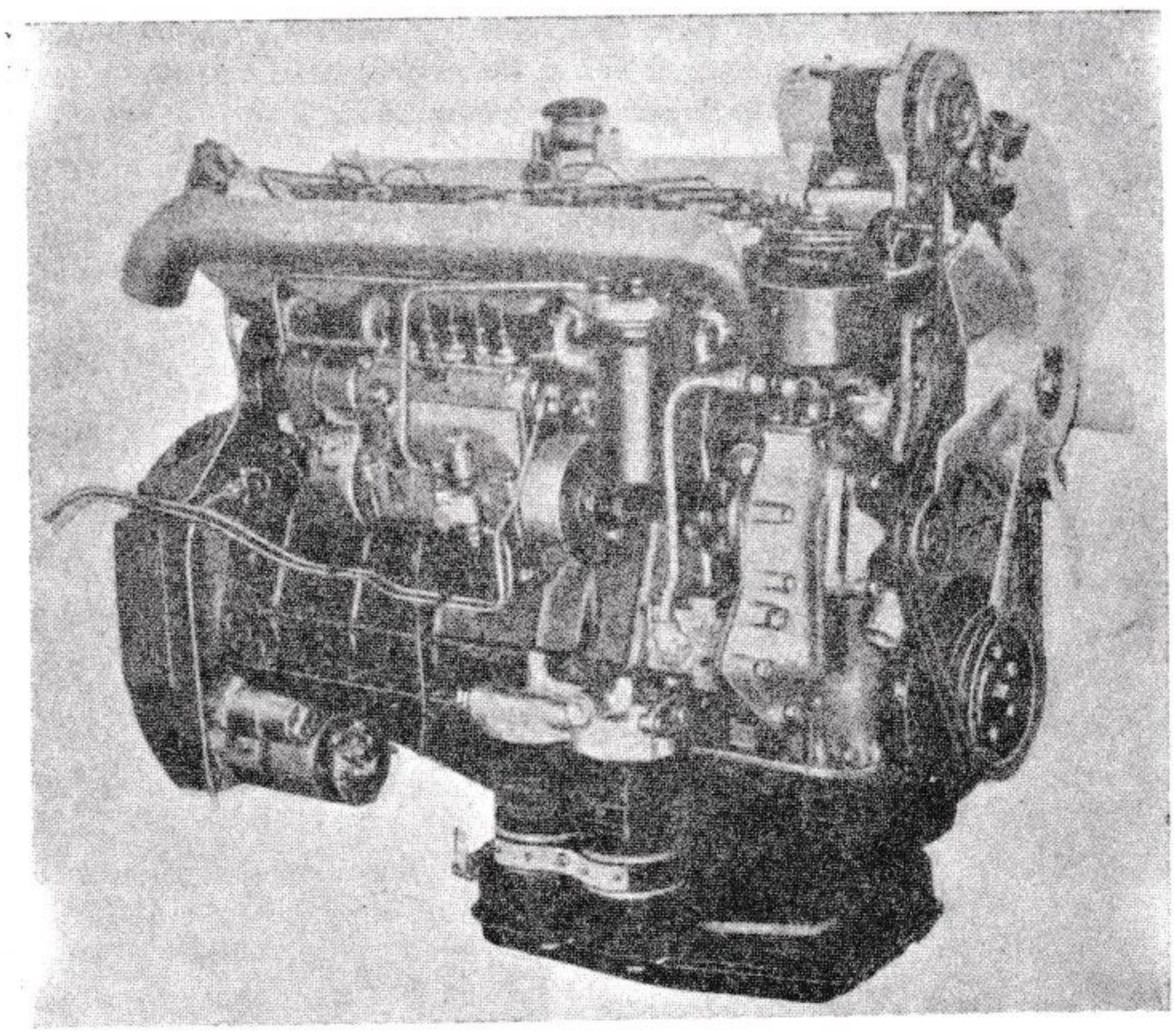


FIG. 489. — Vista exterior lado bomba inyección del motor FIAT tipo 220 para camión 643 N.

[1] Entendemos que pertenecen a la categoría de autovehículos industriales: los camiones, los autobuses y otros vehículos destinados en general al transporte.

desciende el régimen de potencia máxima. Los vehículos ligeros tienen motores similares a los de los coches, o bien estos mismos motores, mientras que los vehículos medios y pesados tienen motores especialmente estudiados para sus particulares empleos.

En Europa y particularmente en Italia, predominan los motores Diesel, en general de 4 tiempos, mientras que los motores de encendido por chispa se emplean para cargas limitadas.

En América se usan principalmente motores de encendido por chispa, pero también los motores Diesel de 4 y de 2 tiempos gozan de cierta difusión.

Los motores de encendido por chispa para autovehículos medios y pesados difieren normalmente de los correspondientes a los coches sólo por sus mayores dimensiones y por algunas modificaciones introducidas con objeto de adaptarlos mejor a su empleo, como son la limitación del régimen de rotación y los mejoramientos que requieren el servicio más duro. Para ellos vale, por tanto, todo cuanto se ha dicho en el capítulo XXII de la tercera parte.

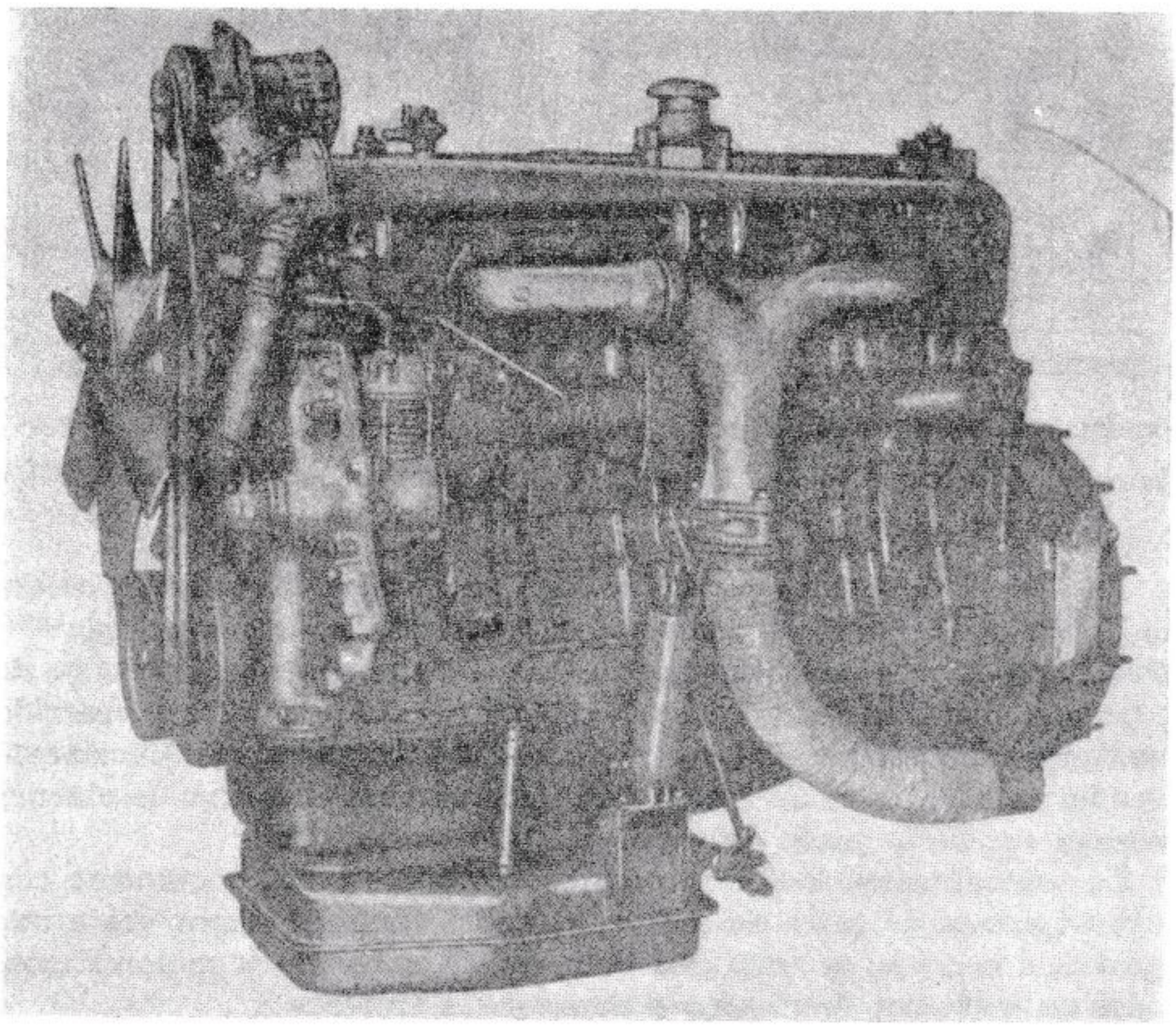


FIG. 490. — Vista exterior lado escape del motor FIAT tipo 220 para camión 643 N.

Los motores Diesel empleados en la tracción por carretera son los Diesel rápidos de los que se han examinado las características en los capítulos precedentes. A pesar de su funcionamiento más bien «rudo» y ruidoso, la baja potencia específica y elevada relación peso/potencia, son preferidos a los motores de encendido por chispa sobre todo por su bajo consumo específico a todos los regímenes, particularmente a los regímenes inferiores y cargas mínimas.

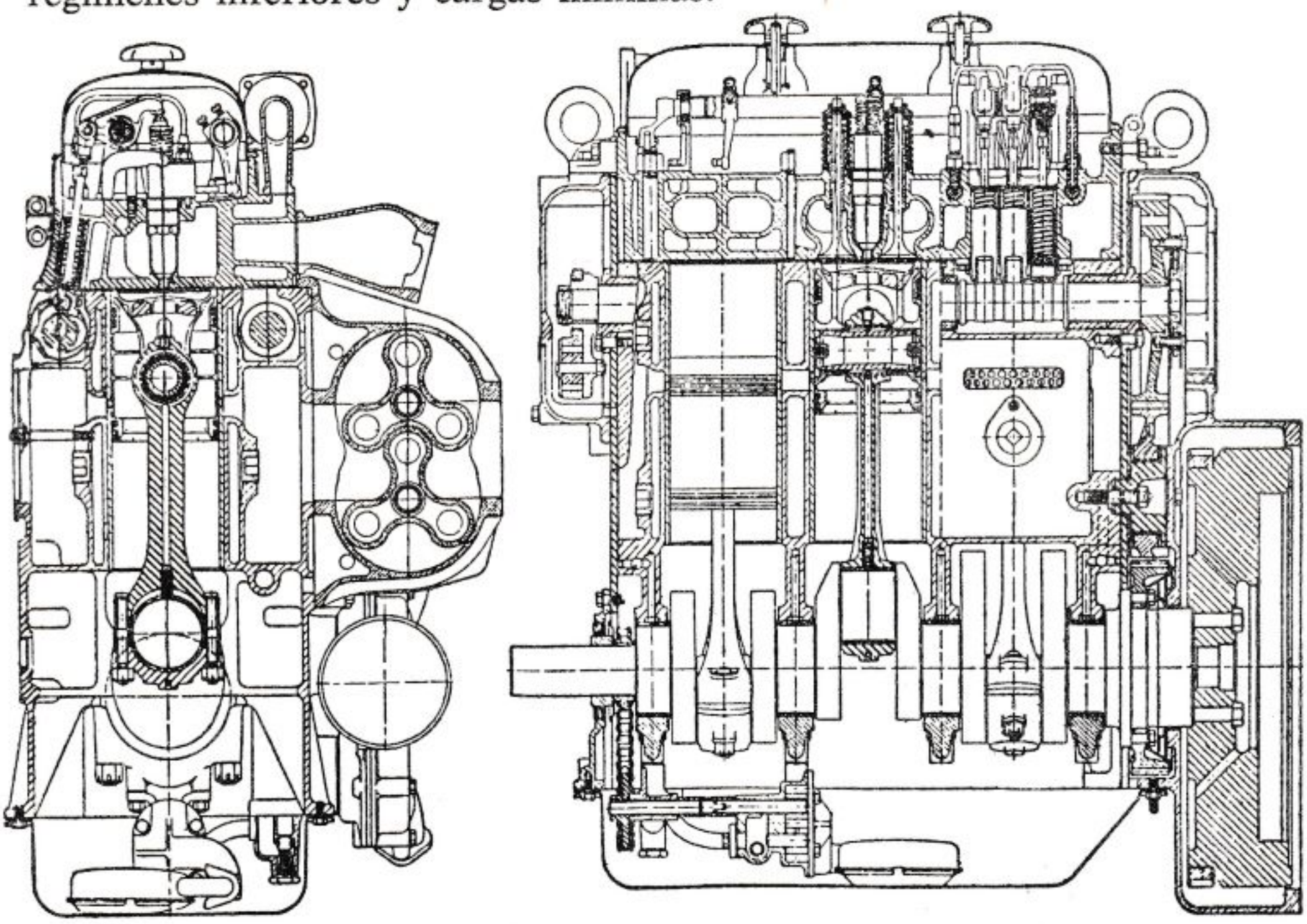


FIG. 491. — Motor Diesel rápido para autovehículo industrial medio (General Motors).

Tres cilindros en línea; 2 tiempos; diámetro, 120 mm; carrera, 127 mm; cilindrada, 3.500 cm³; potencia, 82,5 CV a 2.000 r.p.m.

Los Diesel rápidos de producción italiana y española son hoy en día casi exclusivamente de 4 tiempos y alimentación natural (ver figs. 489-490); en otros países comprenden también un buen porcentaje del tipo de 2 tiempos que son por lo general, con alimentación de aire de barrido mediante compresores volumétricos Roots accionados mecánicamente (ver fig. 491). Éstos están a menudo dimensionados en forma de obtener también un cierto grado de sobrealimentación del motor.

La sobrealimentación, con compresores Roots y más raramente con turbosoplantes de gases de escape, se aplica también alguna vez a motores de 4 tiempos; se trata casi siempre, sin embargo, de motores montados en vehículos destinados a particulares empleos.

En las aplicaciones corrientes las cilindradas empleadas para los de 4 tiempos van desde 1.600 a 3.000 m³ para los vehículos ligeros; de

3.500 a 7.000 cm³ para los vehículos medios y de 9.000 a 13.000 cm³ para los vehículos pesados. Correspondientemente se adoptan cilindradas unitarias que van de 350÷1.000 cm³ para los motores de los autovehículos ligeros, a los 1.200÷1.600 cm³ para los medios y pesados. Las cilindradas de los de 2 tiempos están en general reducidas del 25÷50 % respecto a estos valores.

El número de cilindros varía desde un mínimo de dos en los motores de 2 tiempos más pequeños, a un máximo de ocho en los motores de 4 tiempos para vehículos pesados. Comúnmente los cilindros están dispuestos en línea; hay, sin embargo, algunos ejemplos de motores en V.

Para los autobuses con el motor bajo el pavimento los cilindros están dispuestos horizontalmente (ver fig. 492) y los accesorios se aplican sobre el lado superior del motor o en tal posición que sean accesibles desde el interior del vehículo o desde el exterior lateralmente.

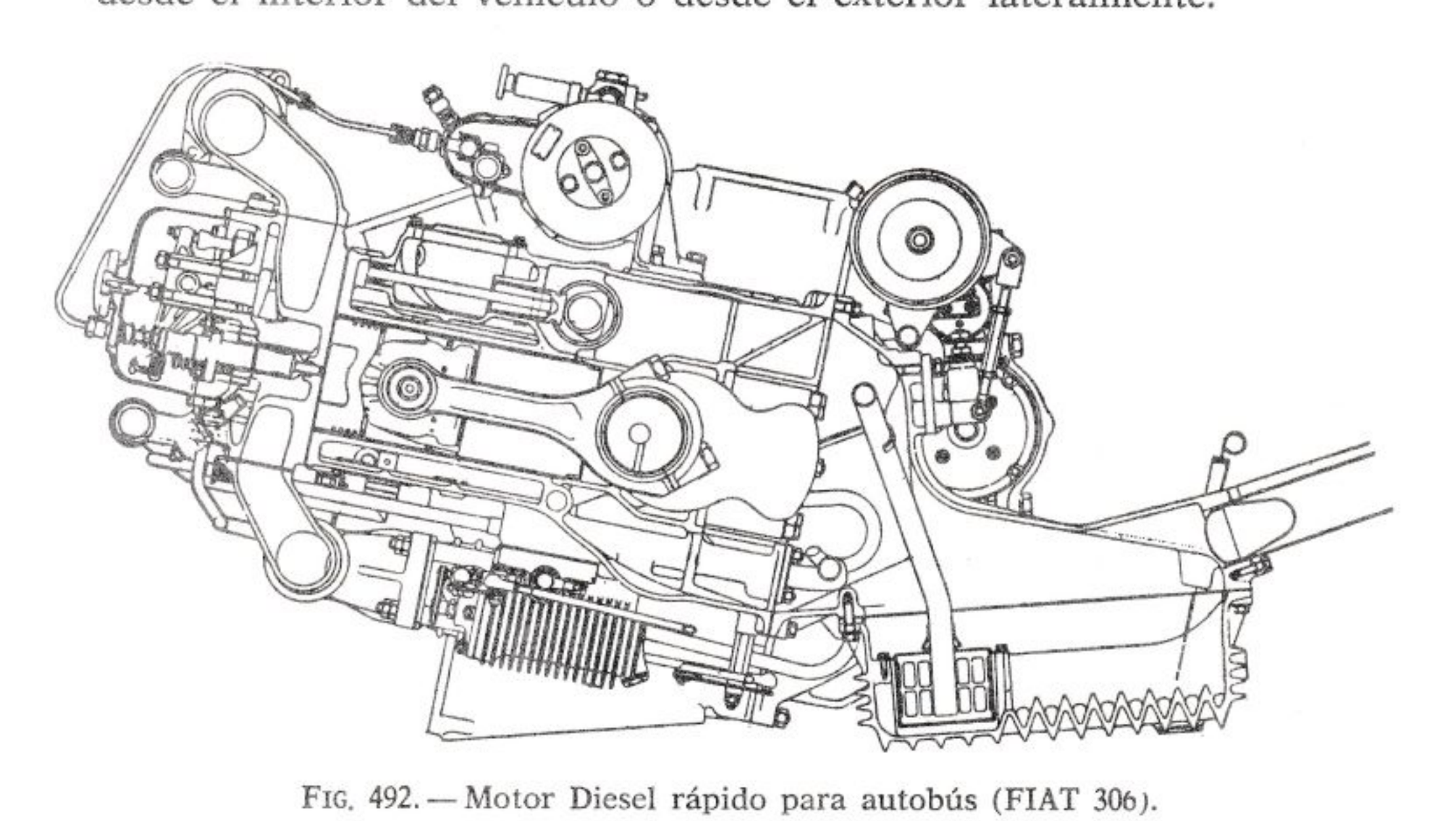


FIG. 492. — Motor Diesel rápido para autobús (FIAT 306).

Seis cilindros horizontales; 4 tiempos; diámetro, 125 mm; carrera, 145 mm; cilindrada, 10.676 cm³; potencia, 1.400 CV a 1.800 r.p.m.

El diámetro de los cilindros varía de 85 hasta 140 mm; la relación carrera/diámetro varía de 0,8 a 1,40.

Las cámaras de combustión mayormente empleadas son las de «antecámara» o de «inyección directa». La antecámara se aplica en los motores de pequeña cilindrada (ver fig. 493) y sobre casi todos los motores alemanes. El sistema de inyección directa está, por el contrario, generalizado en los otros países, particularmente en Italia, para los motores de mayor cilindrada unitaria; actualmente es el más difundido porque permite mayor facilidad en el arranque y menos consumo específico.

La relación de compresión de los motores Diesel va desde 14 a 16

para los motores de inyeción directa y de 17 a 22 para los de antecámara. El número máximo de revoluciones va desde 1.700 r.p.m. en los motores más grandes a 3.000 r.p.m. y aun superior en los motores más pequeños; la velocidad media del pistón resulta comprendida entre 8,5 y 11,5 m/s. La precisión media efectiva máxima de los motores de alimentación varía de 4,5 a 7 kg/cm² para los de 2 tiempos y de 6 a 7,5 kg/cm² para los de 4 tiempos; en los motores de 4 tiempos sobrealimentados puede alcanzarse el valor de 14 kg/cm² y aún más.

La relación peso/potencia gira alrededor de 4÷6 kg/CV para los motores de 2 tiempos y sobre 5÷8 kg/CV para los de 4 tiempos; los consumos específicos varían de 155÷180 g/CV h en los motores de inyección directa a 185÷220 gr/CV h en los motores de antecámara.

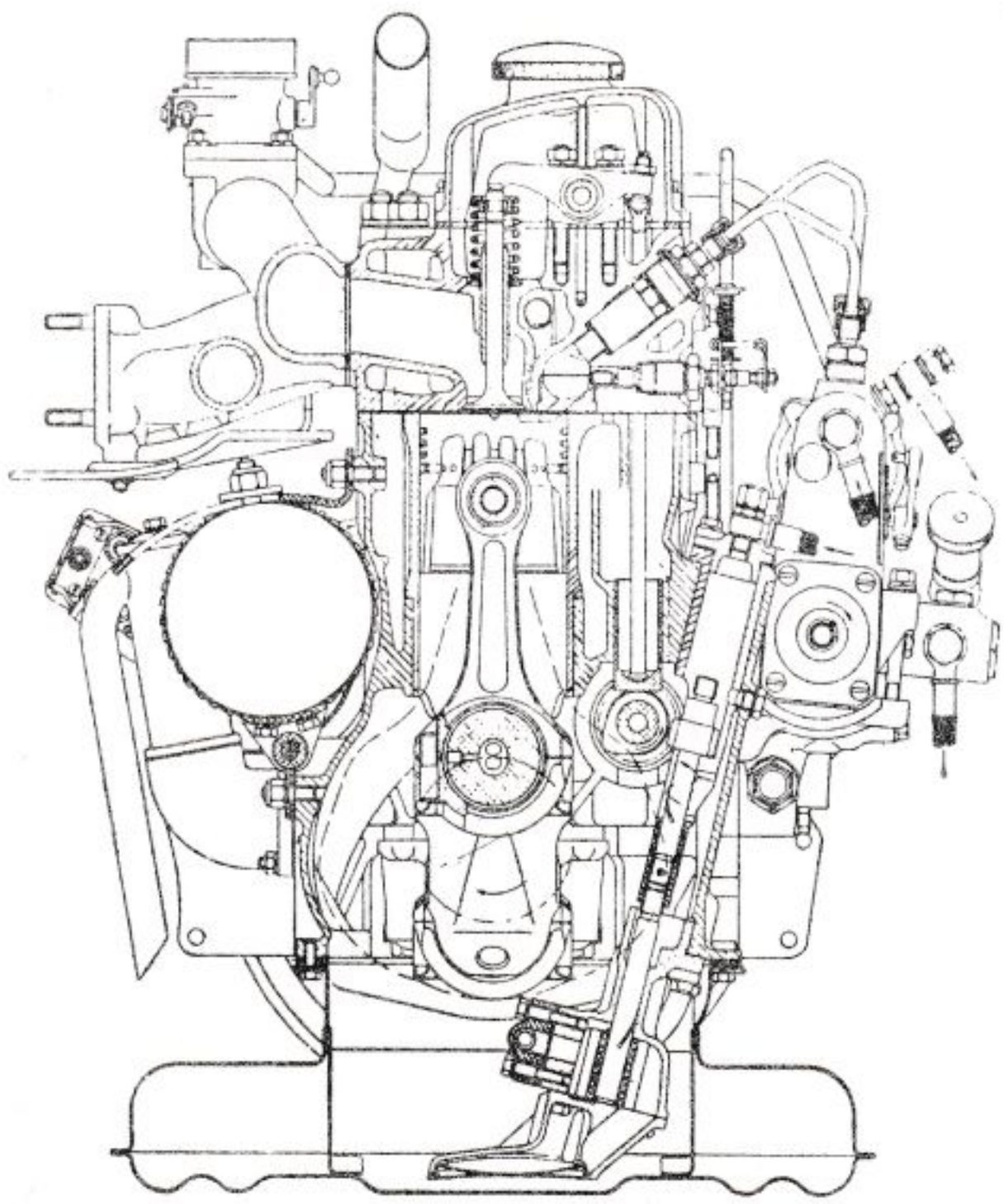


FIG. 493. — Motor Diesel rápido para autovehículo industrial ligero (FIAT 615) y para coche (FIAT 1.400 Diesel).

Cuatro cilindros en línea; 4 tiempos; diámetro, 82 mm; carrera, 90 mm; cilindrada, 1.900 cm³; potencia, 40 CV a 3.200 r.p.m.

XXIX. 2. Motores para tracción agrícola

El *motor de petróleo,* después de haber sido usado en gran escala durante el primer período de desarrollo de la motorización agrícola hasta el comienzo de la Segunda Guerra Mundial, ha perdido gradual-

mente su importancia y hoy se emplea solamente en aquellos países donde el petróleo goza de apoyo fiscal. Se trata de un motor de encendido por chispa de 4 tiempos, en general de dos o cuatro cilindros verticales en línea, cuyas características principales consisten en tener el carburador y el conducto de aspiración provistos de un dispositivo de calentamiento que aprovecha el calor de los gases de escape (calentamiento necesario por la escasa volatilidad del combustible). La disminución en su empleo ha sido debida a defectos que se derivan de la carburación del petróleo, de los cuales los más notables son: el bajo rendimiento volumétrico, consecuencia del fuerte calentamiento de la mezcla; la dificultad en dosificar el grado de calentamiento; la difícil regulación del motor; la baja relación de compresión y, por tanto, el bajo rendimiento térmico y consiguiente elevado consumo específico; la formación de depósitos carbonosos, etc.

En Europa ha tenido cierta difusión el *motor de cabeza caliente* (1), por sus condiciones de motor rudo, facilidad de conducción y economía de manutención; a pesar de haber sido sometido a sucesivas mejorías no ha vencido sin embargo sus notables defectos, tales como: elevado consumo específico, baja potencia específica, inadaptable a funcionar a cargas variables y las fuertes vibraciones. En América, este tipo de motor es totalmente ignorado, prevaleciendo la tendencia de sustituir el motor de petróleo por el de gasolina.

Actualmente, sin embargo, la motorización agrícola está orientada hacia el motor Diesel (2) rápido (ver figs. 494 y 495) con características fundamentalmente similares a las del motor Diesel rápido empleado en la tracción por carretera. Se diferencia de éste esencialmente por el menor grado de aprovechamiento: es necesario, en efecto, lograr amplios márgenes de seguridad y una gran resistencia al desgaste como consecuencia de las particulares características del empleo y del ambiente. Por ello, en general, el régimen de rotación se mantiene más bajo.

En el clásico 4 tiempos (el de 2 tiempos ha sido hasta ahora realizado por pocos constructores) el número máximo de revoluciones varía de 1.400 en los motores más grandes a 3.000 r.p.m. en los más pequeños; la velocidad media del pistón de 6 a 8 m/s; la potencia específica de 9,5 a 14 CV/l; mientras que la p.m.e. máxima está sobre 6 kg/cm^2. Se han adoptado cámaras de combustión del tipo de antecámara o de inyección directa; en Europa, donde se siente más el problema de la economía del combustible, está muy difundida la inyección directa.

Las cilindradas adoptadas varían poco más de 1 litro a 9÷10 litros; los cilindros, en número variable de 1 a 6, están dispuestos en línea. Las válvulas van siempre en culata y el accionamiento de la distribu-

(1) El primer tractor con motor de cabeza caliente, de un cilindro horizontal de 2 tiempos, con compresión del aire en el cárter, fue construido en Alemania.

(2) El motor Diesel fue lanzado a la tracción agrícola por la casa americana Caterpillar.

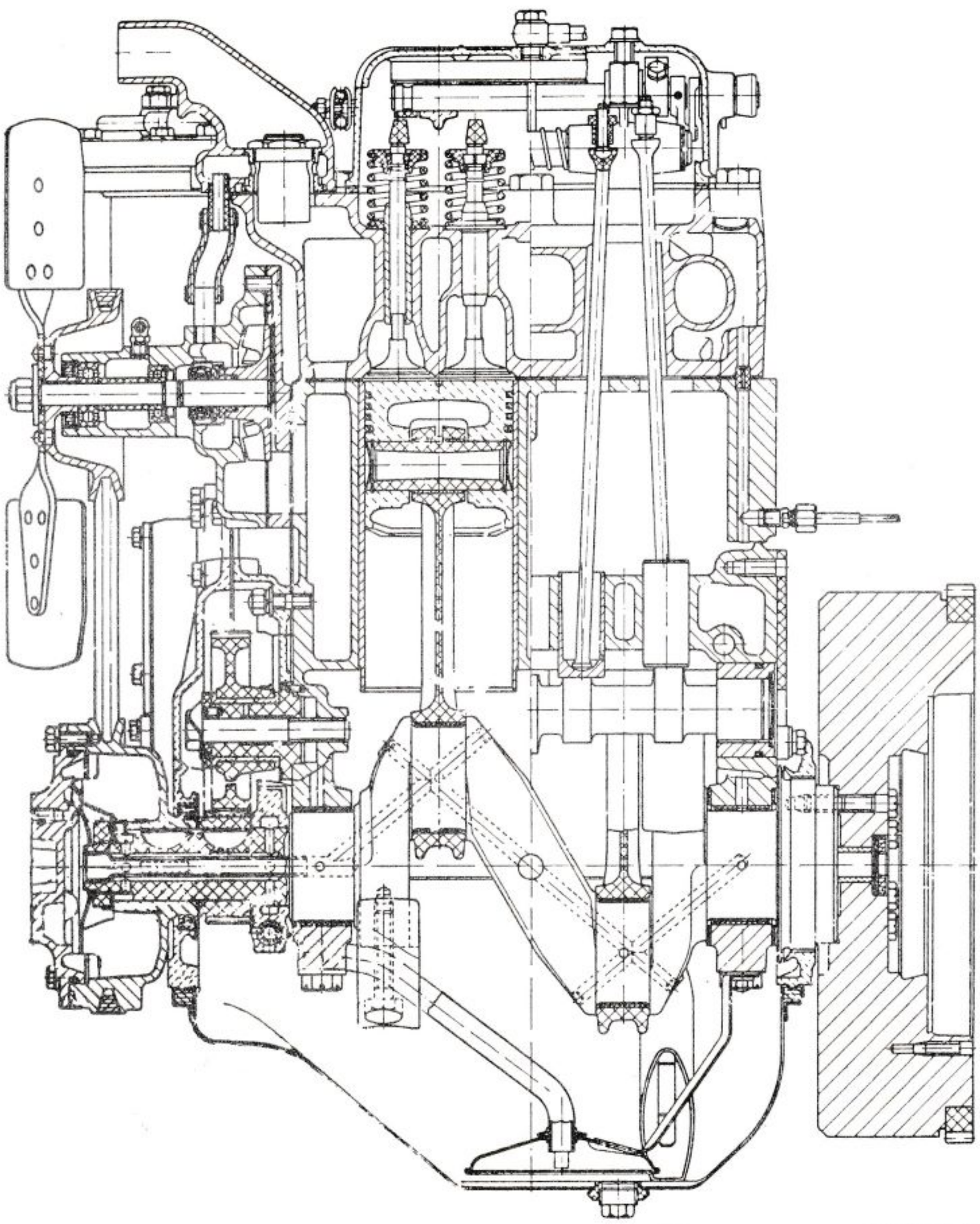


FIG. 494. — Sección longitudinal del motor FIAT tipo 614 para tractor FIAT 215.

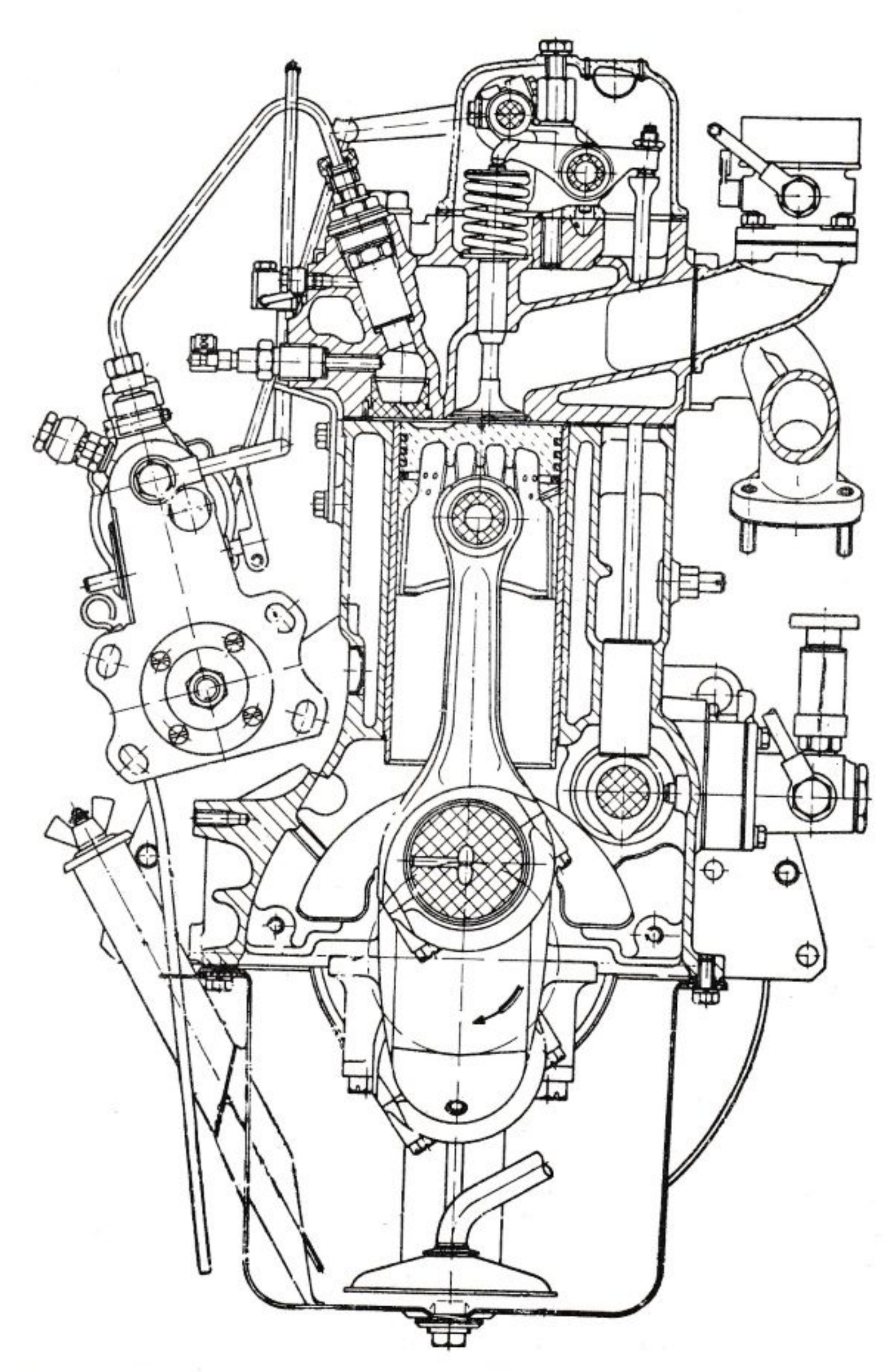


FIG. 495. — Sección transversal del motor FIAT tipo 614 para tractor FIAT 215.

2 cilindros en línea, 4 tiempos, inyección indirecta en precámara; diámetro cilindros 85 mm; carrera pistones 100 mm; cilindrada total 1.135 cm³; relación de compresión 21,5:1; potencia máxima 22 CV (DIN) a 2.300 r.p.m.; par máximo 7,2 Kgm (SAE) a 1.800 r.p.m.

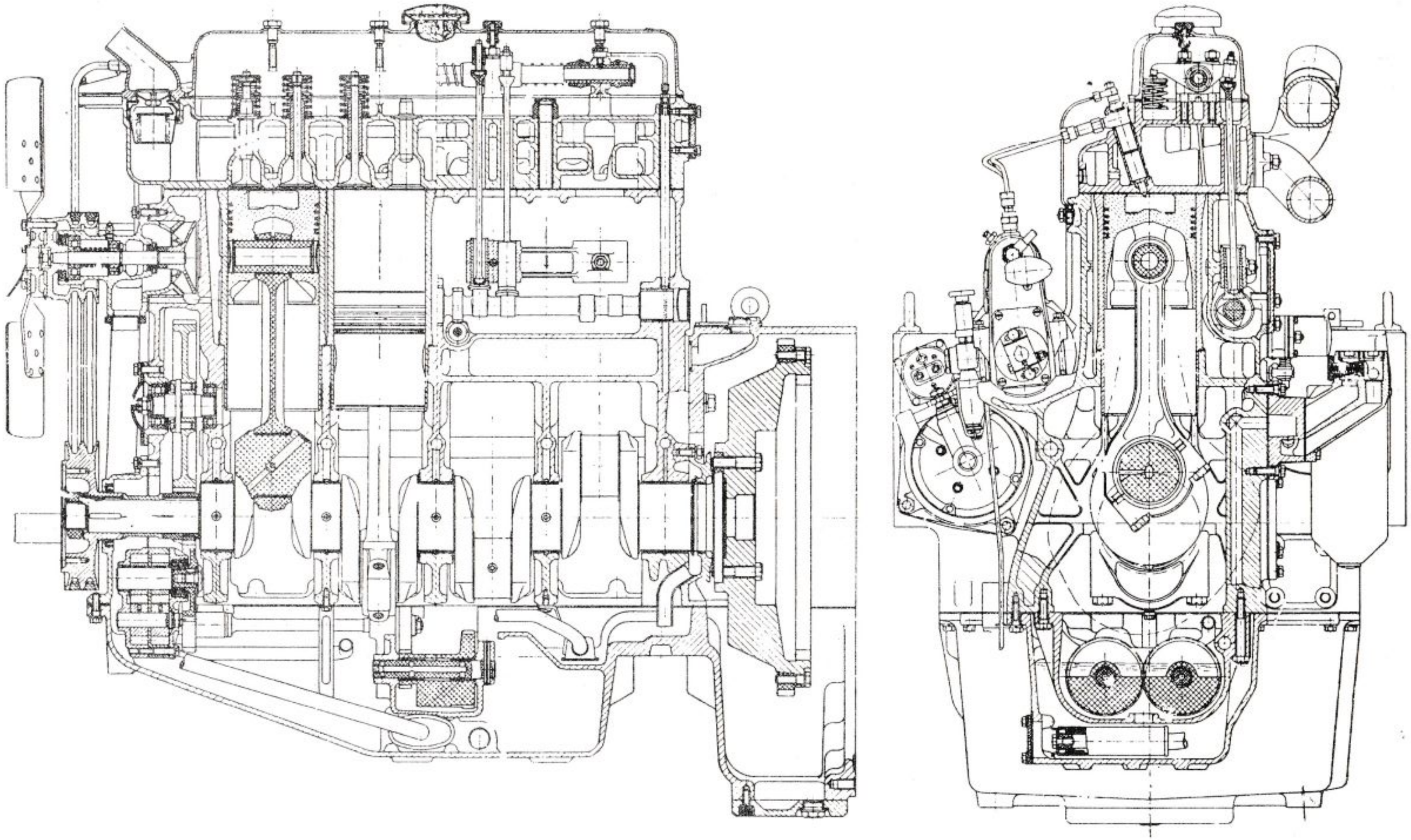


FIG. 496. — Sección longitudinal y transversal del motor FIAT 604 para tractor industrial FL8

4 cilindros en línea, 4 tiempos, inyección directa; diámetro cilindros 125 mm; carrera pistones 140 mm; cilindrada total 6.872 cm³; correlación de compresión 15,5:1; potencia máxima 87 CV (SAE) a 1.650 r.p.m.; par máximo 41 Kgm (SAE) a 1.200 r.p.m.

ción se hace preferiblemente con engranajes, o también con cadena.

La bancada del motor, que casi siempre forma parte del cuerpo del tractor, es en fundición gris, con camisas generalmente húmedas fácilmente recambiables; la refrigeración normal es con agua, aunque se va manifestando cierta tendencia hacia la refrigeración con aire.

Se ha dado particular importancia a los filtros de aire, de aceite y de combustible, ya que los tractores trabajan en general en ambiente con mucho polvo.

XXIX. 3. Motores para tracción ferroviaria

En el campo de la tracción ferroviaria encuentran actualmente cierto empleo los motores Diesel (1). Su empleo ha sido reciente, pero su imposición rapidísima, especialmente en América, donde por diversas razones se ha desarrollado grandemente el empleo de la locomotora Diesel-eléctrica. En Europa, donde por exigencias de servicio y diferentes condiciones geográficas se tiende a la electrificación de las líneas de gran tráfico, el motor Diesel encuentra por ahora poca aplicación y figura casi solamente en los llamados automotores, ya sea con transmisión mecánica o hidráulica o bien del tipo Diesel-eléctrico.

El campo de potencias utilizadas es muy vasto y va desde 150÷200 CV en los motores instalados en pequeños automotores a 1.500÷2.000 CV y

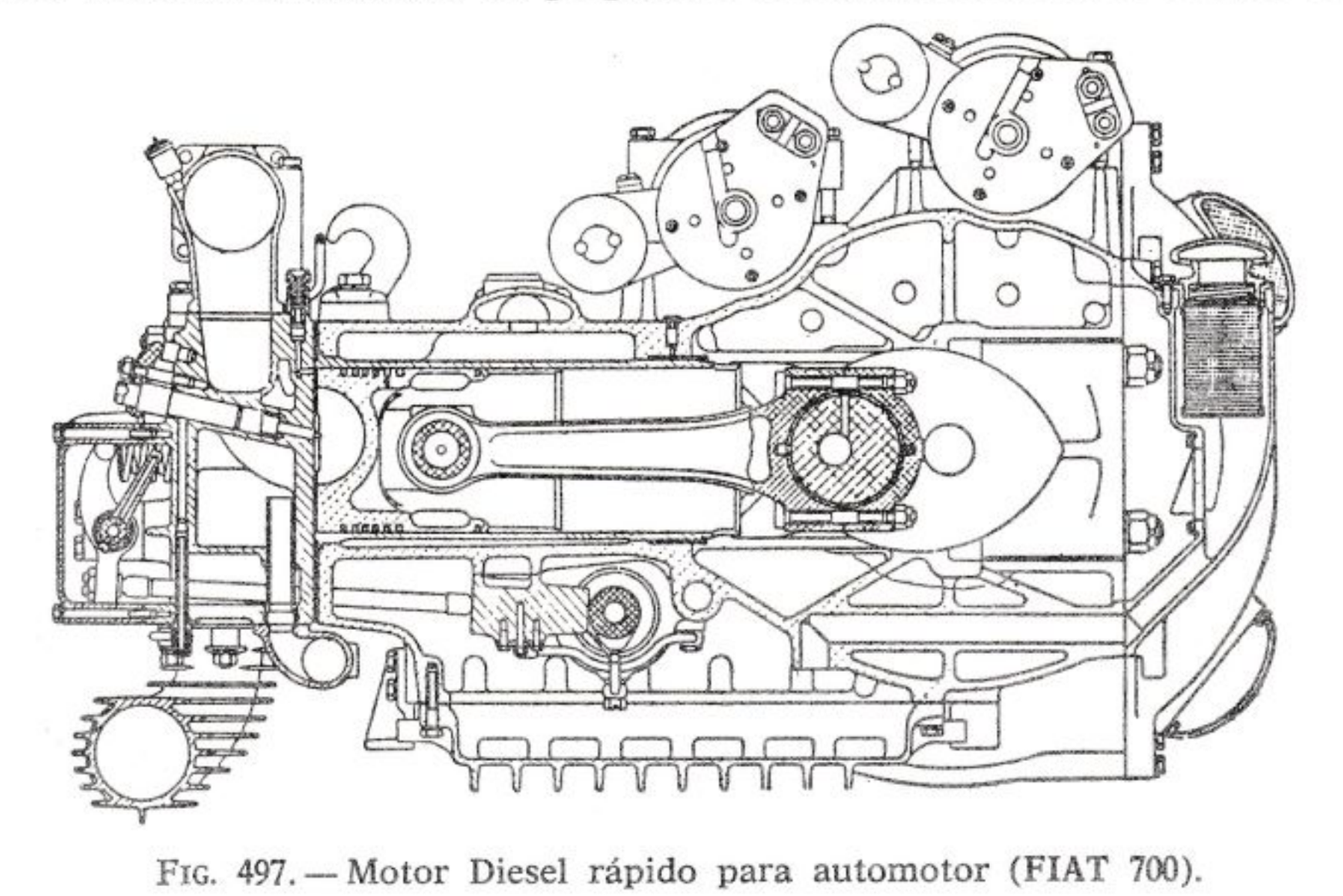


FIG. 497. — Motor Diesel rápido para automotor (FIAT 700).

Seis cilindros horizontales; 4 tiempos; diámetro, 150 mm; carrera, 190 mm; cilindrada, 20.150 cm³; potencia, 210 CV a 1.550 r.p.m.

(1) Recientemente en el campo de la tracción ferroviaria se ha ensayado con éxito satisfactorio el empleo de la turbina de gas.

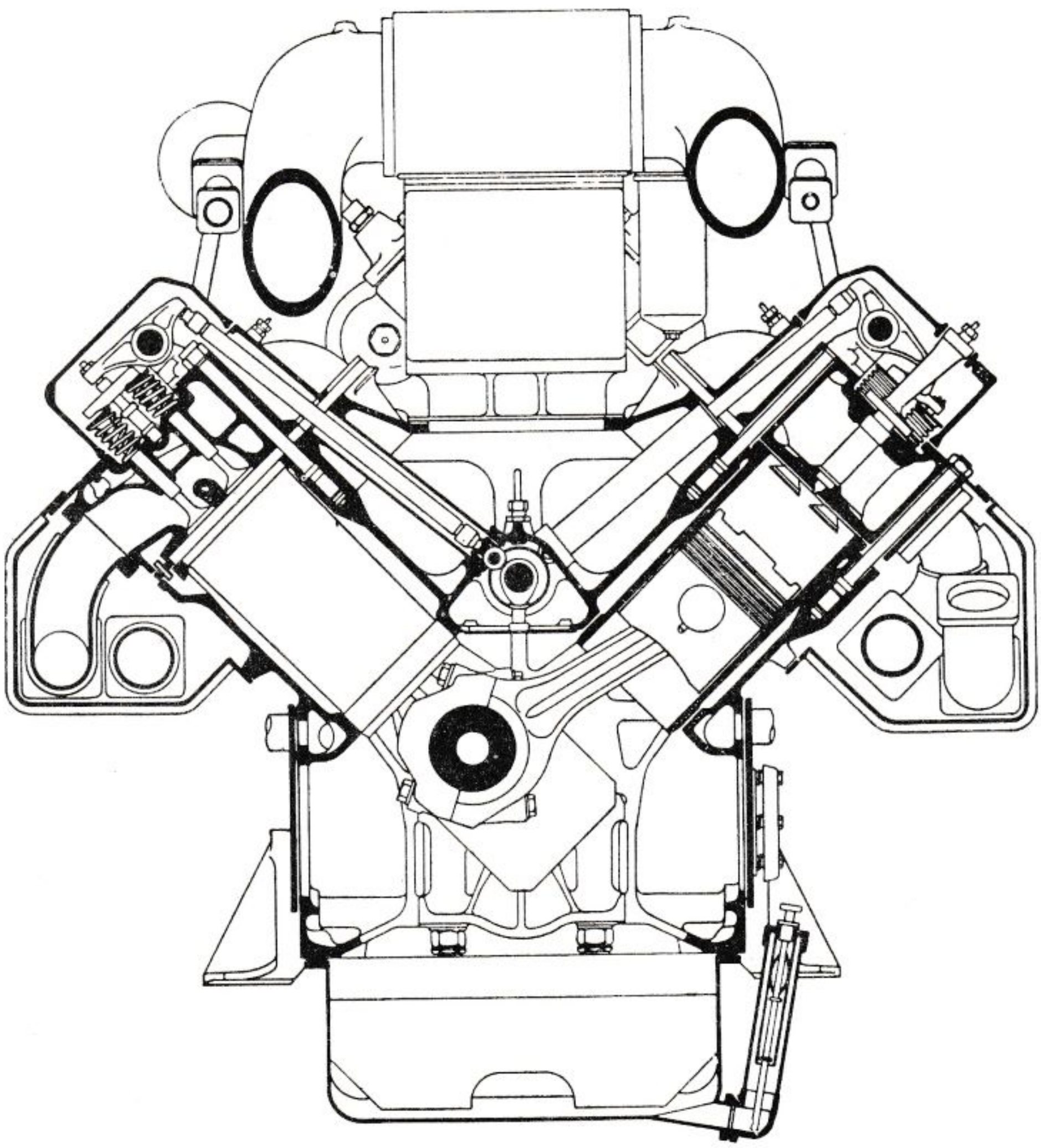


FIG. 498. — Sección transversal del motor FIAT 210 SS de 4 tiempos.

Este motor se construye en las versiones de 4, 6, 8, 12 y 16 cilindros en V; diámetro cilindros 210 mm, carrera pistones 230 mm; potencia 187 CV/cilindro a 1.500 r.p.m.

aún más en las locomotoras Diesel-eléctricas y, por tanto, las correspondientes cilindradas varían de 6÷10 litros para los motores pequeños y rápidos a 200÷300 litros para los motores menos rápidos y más pesados. En América, donde se necesitan potencias muy elevadas para las locomotoras Diesel-eléctricas, se acoplan varias unidades motrices, cada una de las cuales con una potencia comprendida normalmente entre 1.200 y 2.000 CV (en algunos casos se alcanzan puntas máximas de 3.000 CV).

Los motores de pequeña potencia, de 150 a 200 CV son generalmente de 6 u 8 cilindros de 2 ó 4 tiempos, alimentación natural o con sobrealimentación; constructivamente son similares a los empleados en los ca-

miones y autobuses con preferencia para la disposición horizontal de los cilindros que permite el montaje bajo el pavimento del coche (ver figura 497). En automotores de media potencia estos motores se montan a menudo por parejas acoplados.

Para potencias superiores a 200 CV hasta 500÷800 CV está generalizado el uso de motores ligeros y rápidos (1.400÷1.500 r.p.m.), muy a menudo sobrealimentados, con número de cilindros variable entre 6 y 12; la disposición más conveniente es también la de los cilindros horizontales, en línea o en líneas contrapuestas.

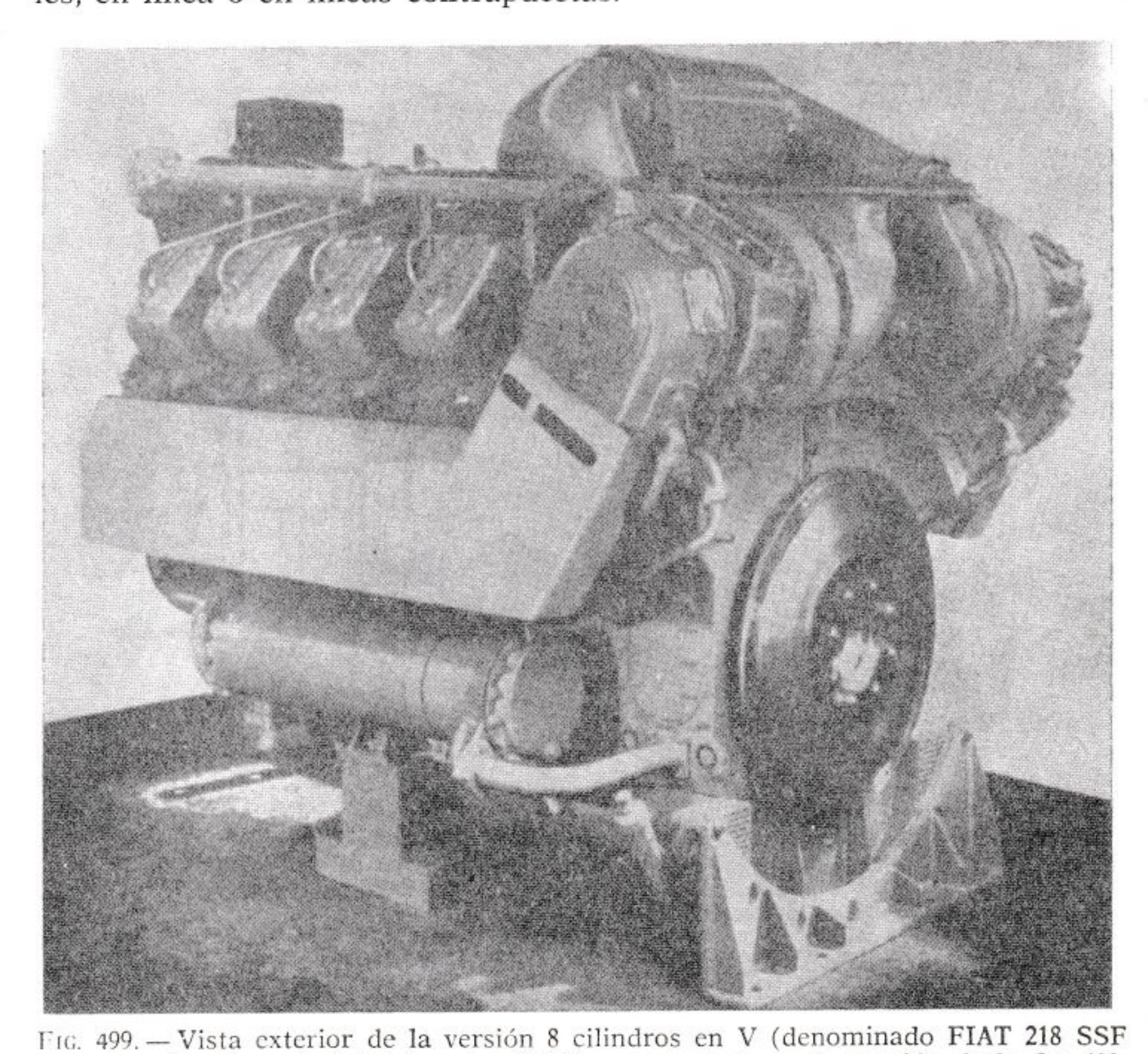


FIG. 499. — Vista exterior de la versión 8 cilindros en V (denominado FIAT 218 SSF para tracción ferroviaria) del motor FIAT representado en la sección de la fig. 498. Potencia 1.500 CV a 1.500 r.p.m.

Los motores de mayor potencia hasta 2.000÷3.000 CV tienen regímenes de rotación comprendidos entre 600 y 1.000 r.p.m. y se emplean generalmente en las locomotoras Diesel eléctricas de media y gran potencia. El número de cilindros en estos motores es de 8÷12 ó 16, con disposición prevalecientemente en línea o en V de 45° ó 60° (ver. figs. 498 a 504).

En América, entre los motores instalados sobre locomotoras Diesel-eléctricas, y que son exclusivamente del tipo de velocidad media, ha tenido gran aplicación, al lado del 4 tiempos sobrealimentado, el de 2 tiempos con barrido uniflujo representado por la producción de la General Motors y de la Fairbanks Morse.

Los requisitos que se necesitan en el motor para tracción ferroviaria, a menudo opuestos entre sí, son los siguientes: peso y espacio limitado respecto a la potencia desarrollada, máxima tranquilidad y seguridad en el funcionamiento, fácil acceso, economía en el mantenimiento, larga duración, etc.

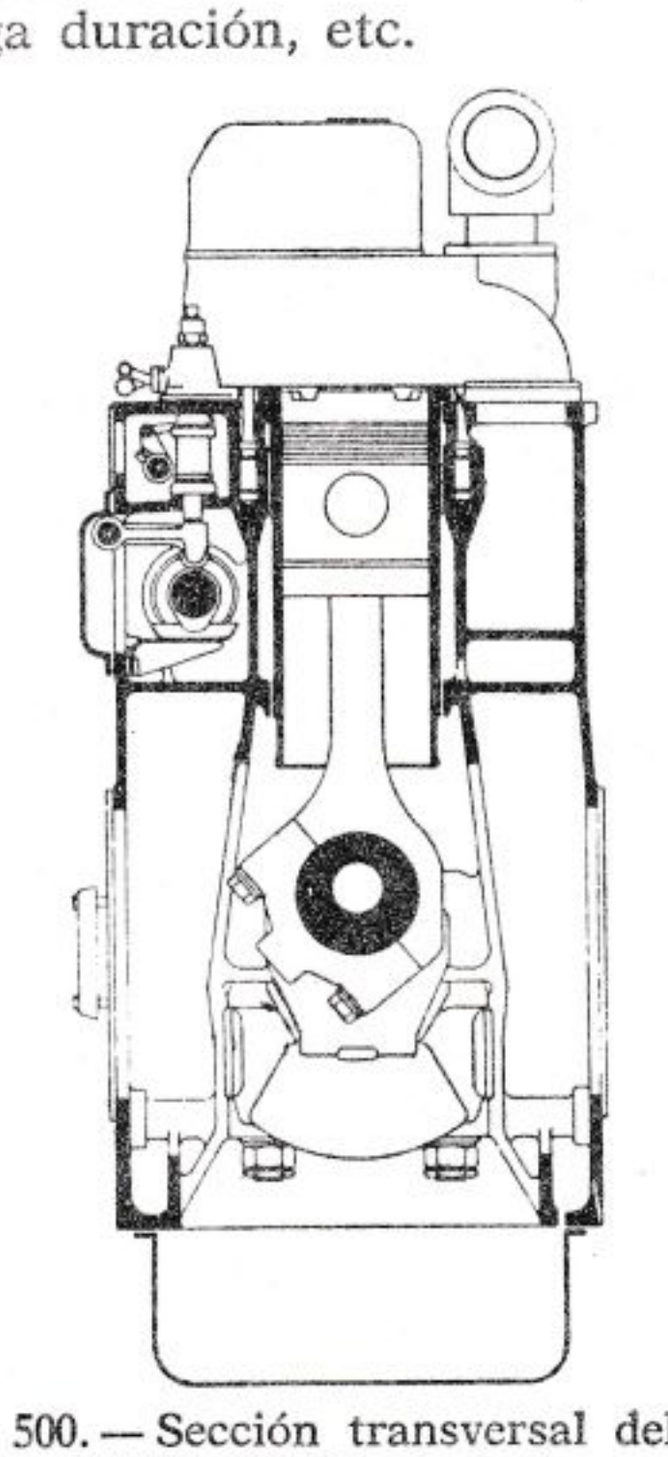


FIG. 500. — Sección transversal del motor FIAT 230 SS de 4 tiempos.

Este motor se construye en la versión de 6 cilindros en línea, y 8, 12 y 16 cilindros en V; diámetro cilindros 230 mm, carrera pistones 270 mm; potencia 178 CV/cilindro a 1.050 r.p.m.

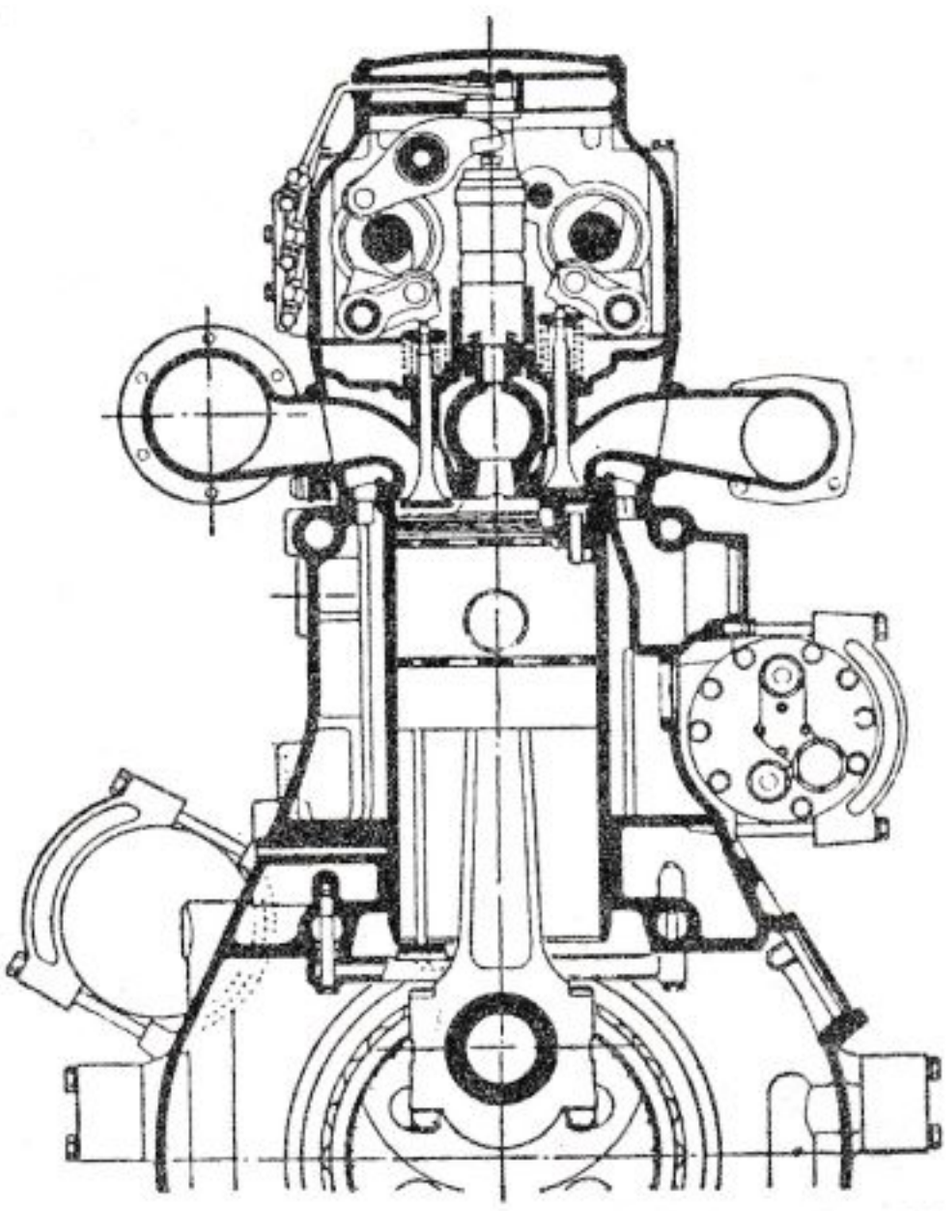


FIG. 501. — Motor Diesel rápido sobrealimentado por turbosoplante de gases de escape para tracción ferroviaria (Maybach MD).

Número de cilindros: 4-6-8 en línea o bien 12-16 en V de 60°; 4 tiempos; diámetro, 185 mm; carrera, 200 mm; cilindrada unitaria, 5.370 cm³; potencia por cilindro, 100 CV a 1.600 r.p.m.

Los motores de 4 tiempos, tanto de antecámara como de inyección directa tienen un pulverizador central único y dos o cuatro válvulas por cilindro; los de 2 tiempos son generalmente de barrido uniflujo y tienen, por tanto, dos o cuatro válvulas de escape por cilindro. A la turbosoplante de sobrealimentación en el 4 tiempos corresponde en el 2 tiempos la soplante accionada mecánicamente para la alimentación del aire de barrido. En ambos tipos los pistones están generalmente refrigerados con aceite lubricante y son, por lo general, de aluminio en los motores de 4 tiempos y de fundición en los de 2 tiempos.

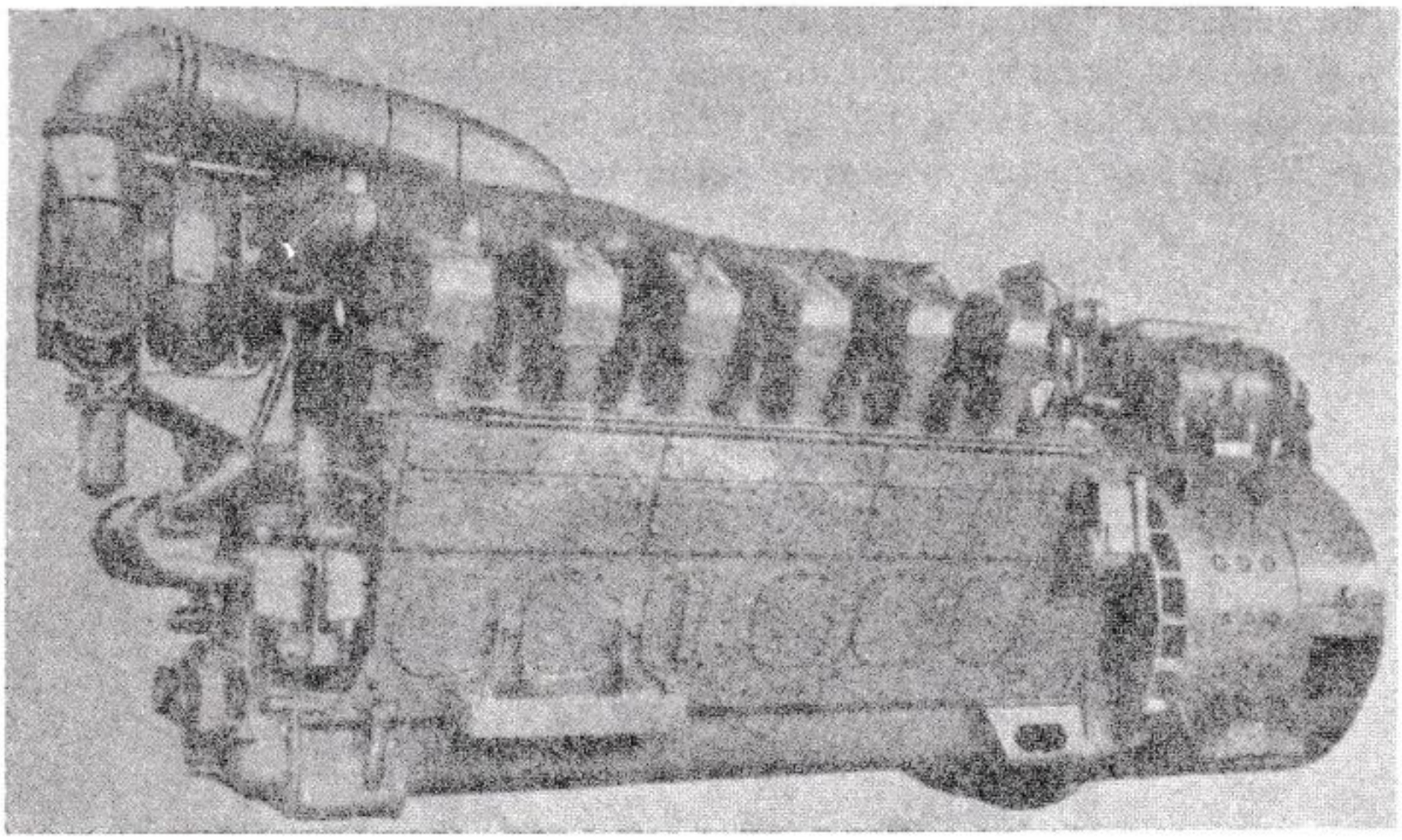


FIG. 502. — Vista exterior de la versión 12 cilindros en V (denominado FIAT A 2312 SS-F, con dínamo, para tracción ferroviaria Diesel-eléctrico) del motor FIAT representado en sección en la fig. 504.

Potencia 2.250 CV a 1.050 r.p.m.

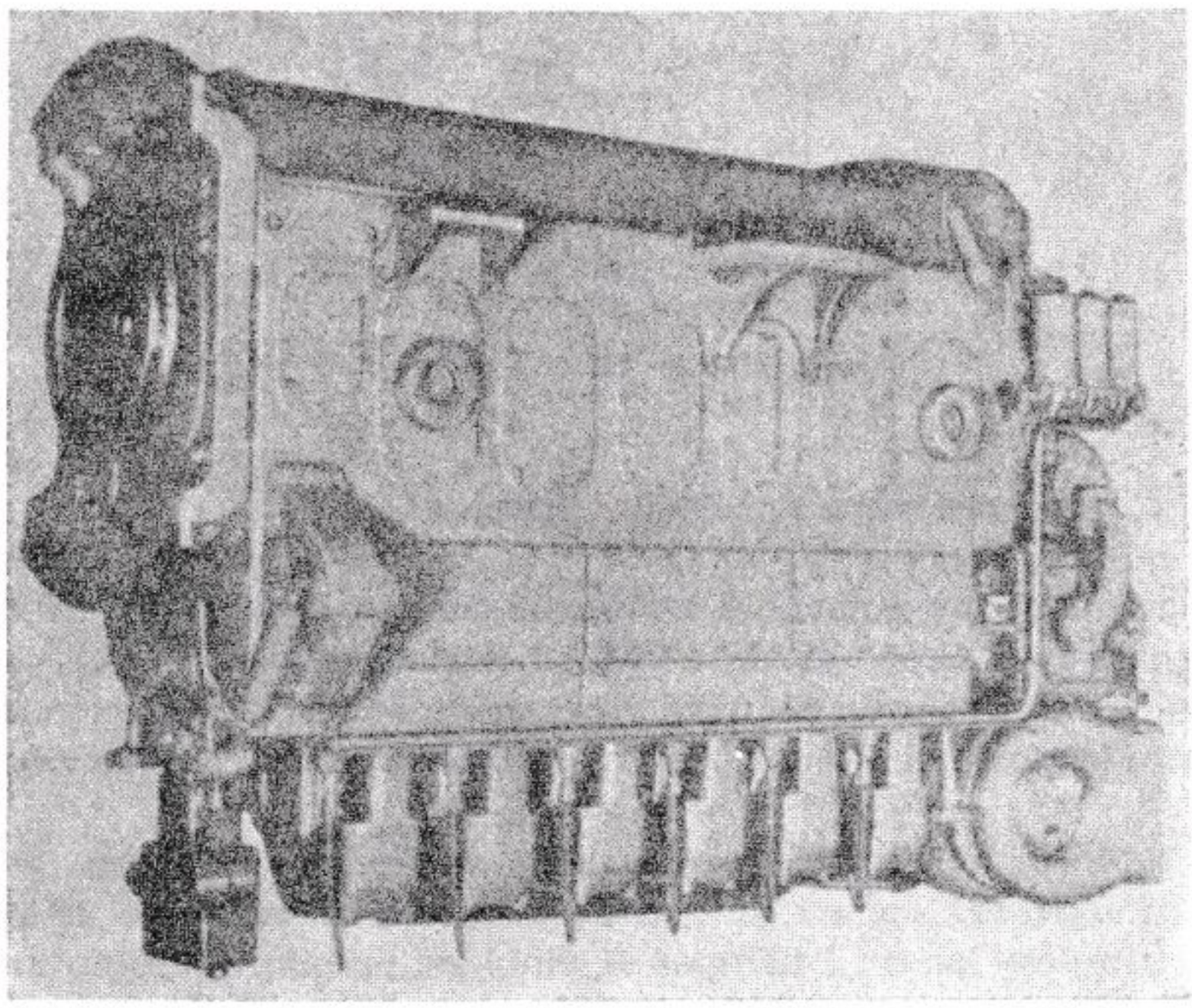


FIG. 503. — Vista exterior de la versión 6 cilindros en línea (denominado FIAT A 236 SS para uso industrial y tracción ferroviaria) del motor FIAT representado en sección en la fig. 500.

Potencia 1.125 CV a 1.050 r.p.m.

La velocidad media del pistón está comprendida normalmente entre 6 y 10 m/s; la presión media efectiva máxima entre 4,5 y 10 kg/cm^2; el consumo varía de 150 a 185 g/CV h; la relación peso/potencia oscila entre 3 y 12 kg/CV según el tipo del motor.

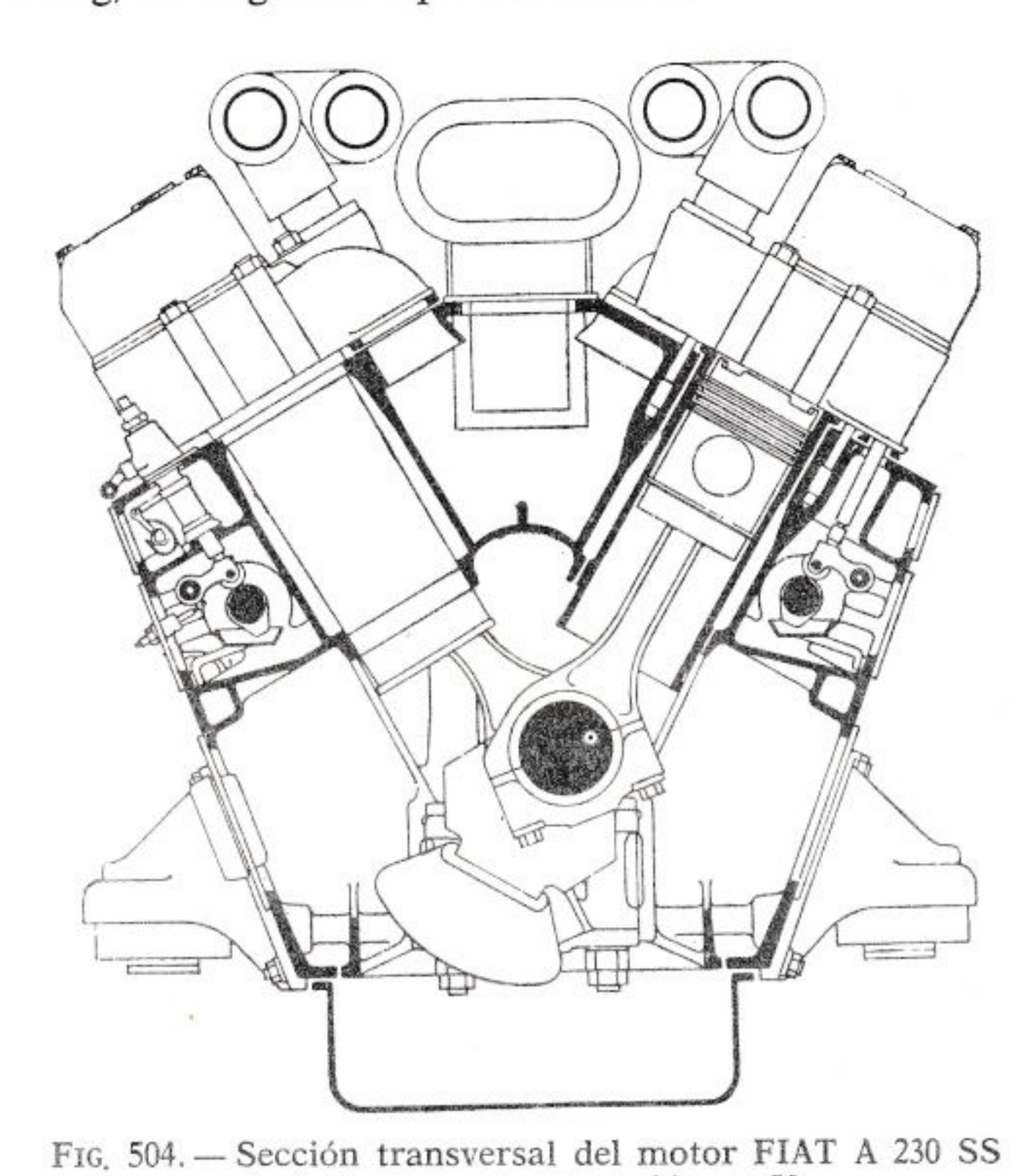


FIG. 504. — Sección transversal del motor FIAT A 230 SS de 4 tiempos, en su versión en V.

Potencia 187 CV/cilindro a 1.050 r.p.m.

XXIX. 4. Motores para aplicación marina

En la construcción naval el motor alternativo de combustión interna va gradualmente sustituyendo a los otros sistemas de propulsión; primero, en las unidades de pequeña potencia; después, al perfeccionarse la construcción de los motores pesados, también en las instalaciones mayores.

Los motores marinos para pequeñas embarcaciones (fuera borda y botes automóviles) son en general de carburación con ciclo de trabajo a 2 ó 4 tiempos: los de 2 tiempos se emplean en general como motores fuera borda y son de diseño muy particular; sobre los botes automóviles se usan motores de 4 tiempos similares a los empleados en los vehículos por carretera, pero con particulares medidas, sobre todo en lo que se refiere a la refrigeración.

Para no dañar el motor con el agua del mar se recurre a una circulación de agua dulce en circuito cerrado y se refrigera esta agua dulce con agua del mar mediante un intercambiador construido en material resistente a la corrosión. El mismo sistema se emplea para la refrigeración del aceite.

Para navíos ligeros (barcas de pesca, motoveleros y unidades veloces de la marina militar) se prefieren comúnmente los motores Diesel rápidos y medios de 4 y de 2 tiempos, a menudo derivados de los motores para tracción por carretera y ferroviaria, pero con oportunas modificaciones (reducción del régimen máximo de funcionamiento a 15÷20 % y reducción de la carga máxima en un 10÷20 %).

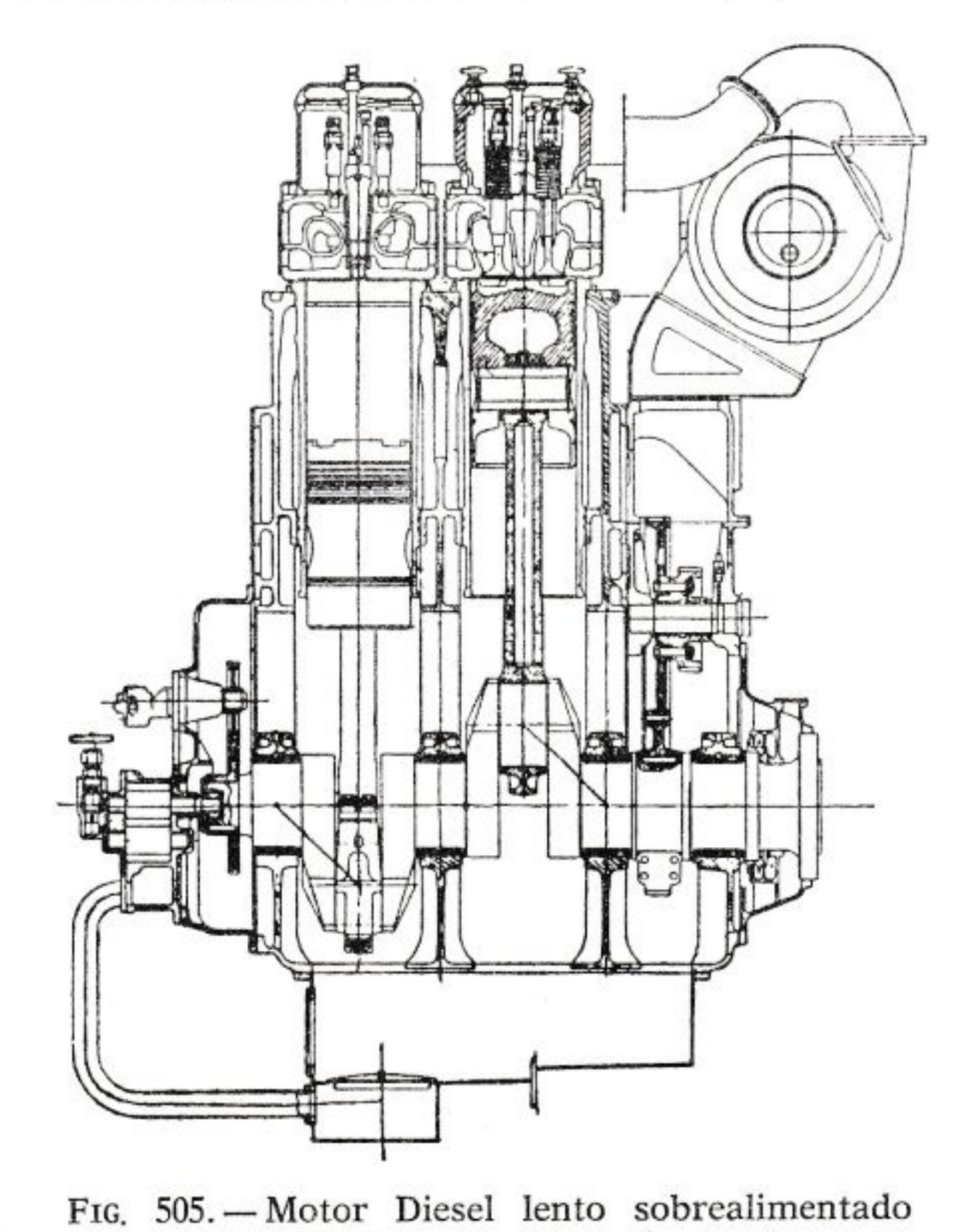


FIG. 505. — Motor Diesel lento sobrealimentado con turbocompresor de gases de escape para propulsión marina (FIAT 302 ES).

Dos cilindros; 4 tiempos: diámetro, 300 mm; carrera 450 mm; cilindrada, 63.600 cm³; potencia, 220 CV a 450 r.p.m.

Para las naves medias y grandes y alguna vez también para las pequeñas (buques de pesca, etc.) se emplean, por el contrario, motores Diesel lentos, de 2 ó de 4 tiempos.

Los de potencia hasta 3.000÷4.000 CV son por lo general de 4 tiempos y simple efecto (fig. 505) mientras que para potencias superiores se

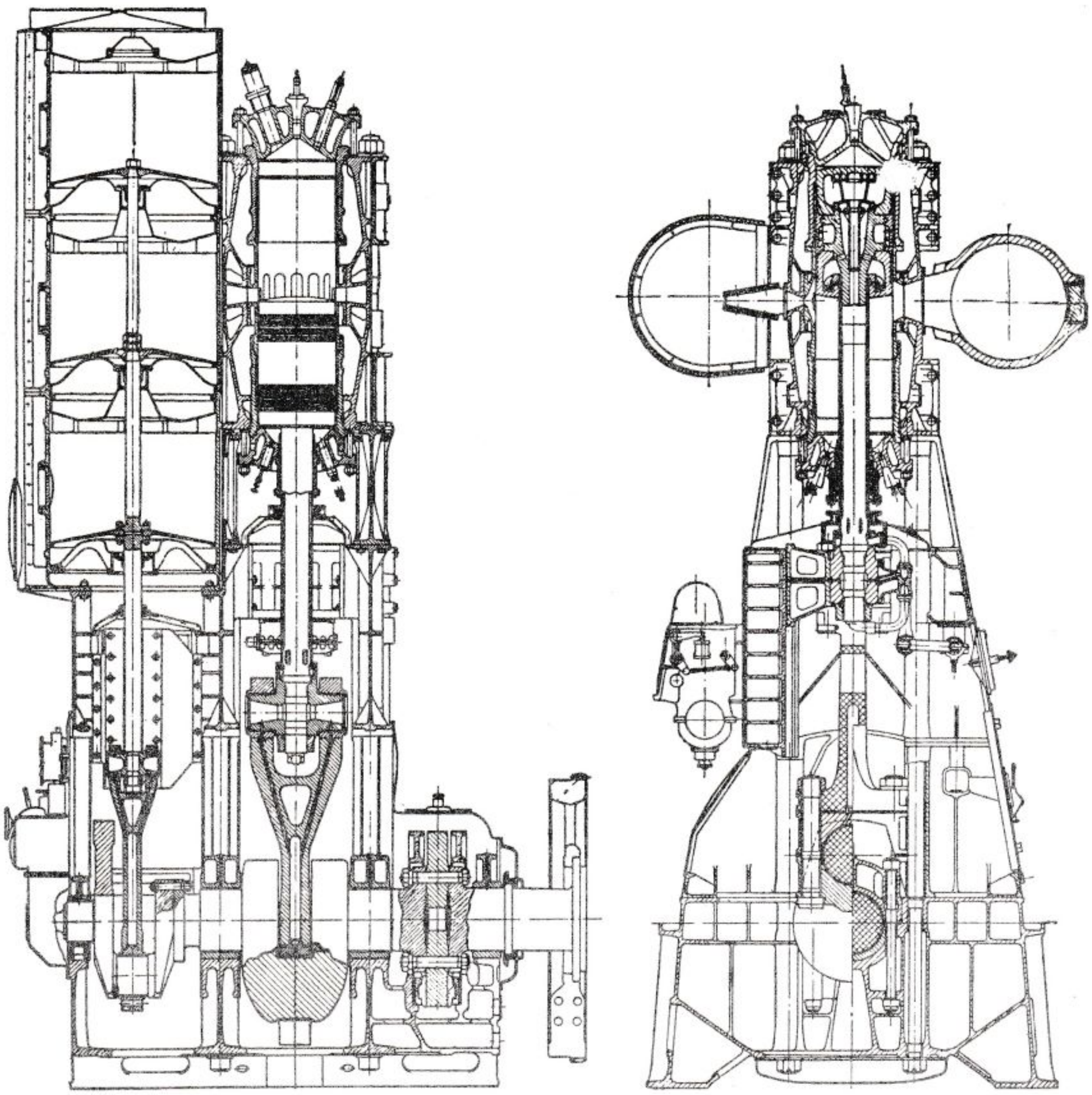


FIG. 506. — Ejemplo del motor FIAT de doble efecto (construcción 1952).

Los motores de doble efecto han tendido un amplio empleo hasta los años 1950-52. Después han sido superador por los motores de 2 tiempos de simple efecto sobrealimentados.
El ejemplo de esta figura se refiere a un motor con cilindros de diámetro 750 mm y carrera del pistón de 1.320 mm. En las pruebas del año 1953 desarrolló una potencia de 2.000 CV/cilindro a 1.250 r.p.m.

adoptan casi exclusivamente los de 2 tiempos y simple o doble efecto (fig. 506).

En los motores con diámetro superior a 350÷400 mm se emplea casi siempre la biela con cruceta, mientras que para los diámetros superiores se emplean comúnmente pistones normales, es decir, la biela es de tipo normal.

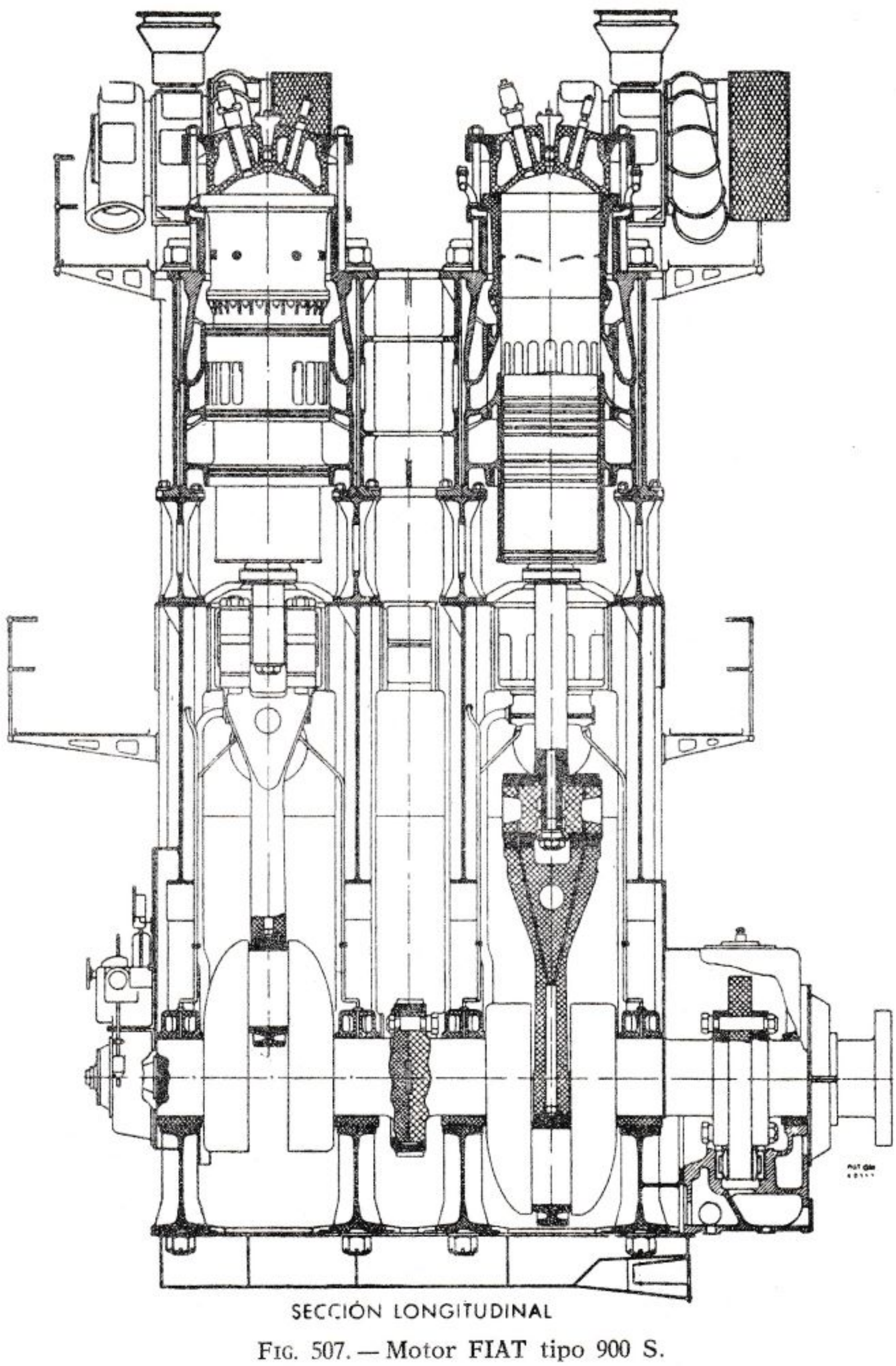


FIG. 507. — Motor FIAT tipo 900 S.

Las cilindradas están comprendidas entre 100 y 1.500 litros para los motores de 4 tiempos, y entre 5.000 y 20.000 litros para los de 2 tiempos y simple efecto. La relación carrera/diámetro oscila entre 1 y 2.

La relación de compresión está comprendida entre 12 y 14. Los regímenes de rotación son 400÷1.000 r.p.m. para los de 4 tiempos simple;

250÷350 r.p.m. para los de 2 tiempos simple efecto de diámetro inferior a 350 m; 100÷200 para los motores de 2 tiempos de simple efecto de diámetro superior a 350 mm.

La velocidad media del pistón oscila entre 6 y 9 m/s. Los motores menos rápidos están directamente acoplados a la hélice; los más veloces están provistos de un reductor interpuesto entre motor y hélice.

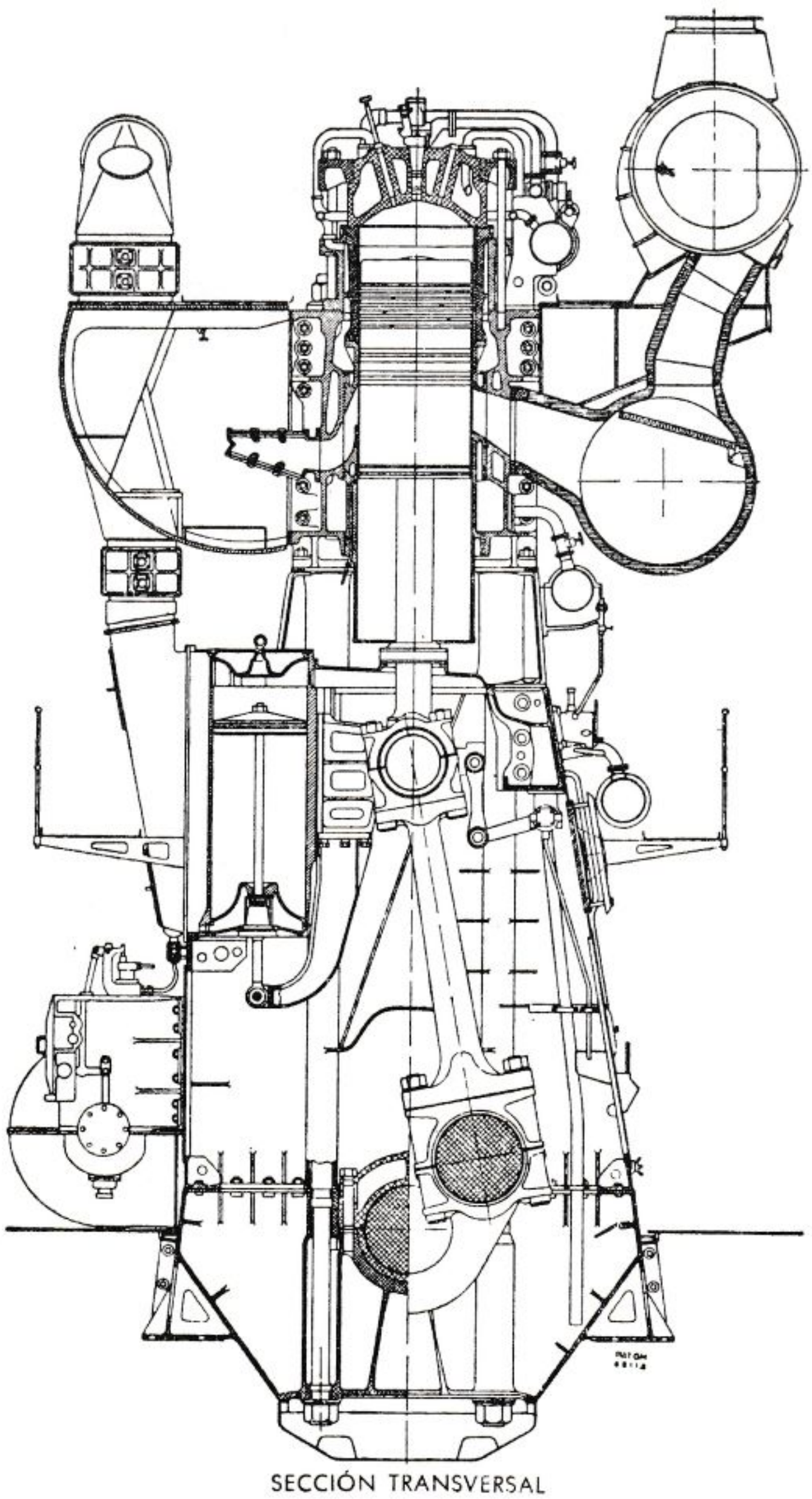


FIG. 508. — Motor FIAT tipo 900 S.

Los motores de 2 tiempos se prefieren a los de 4 debido, aparte de su mayor simplicidad constructiva, porque tienen la ventaja de que se puede más fácilmente invertir su sentido de rotación, cosa necesaria para la maniobra del buque.

Tanto en los motores de 4 tiempos como en los de 2 tiempos, ambos vienen ahora construidos normalmente en la versión sobrealimentada mediante turbocompresores accionados por gas de escape. Los motores a 4 tiempos pueden ser realizados con refrigeración del aire de aspiración o sin ella, mientras que los de 2 tiempos tienen ya previsto este dispositivo.

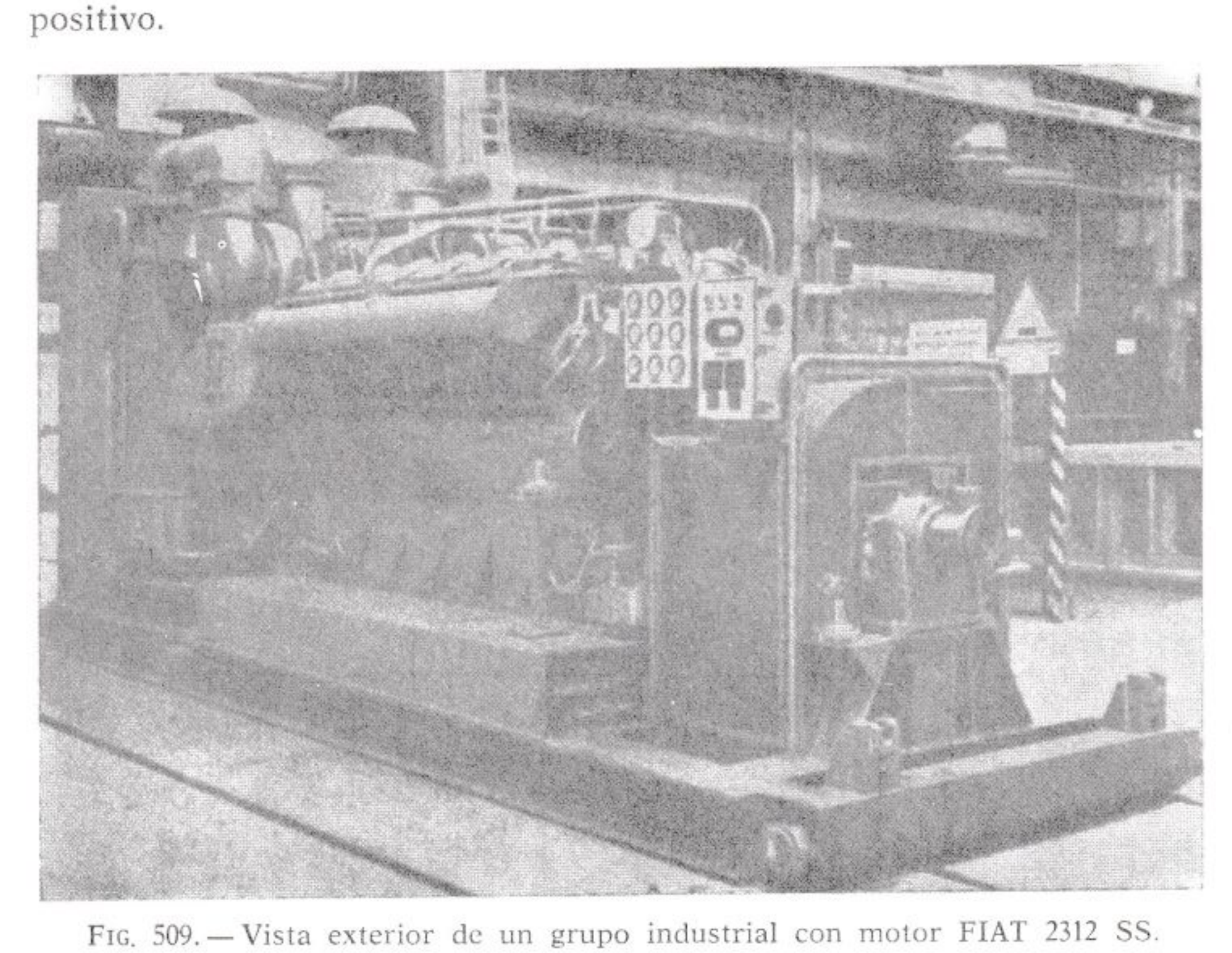


FIG. 509. — Vista exterior de un grupo industrial con motor FIAT 2312 SS.

12 cilindros en V, diámetro 230 mm, carrera pistones 270 mm; potencia 1.300 CV a 880 r.p.m.

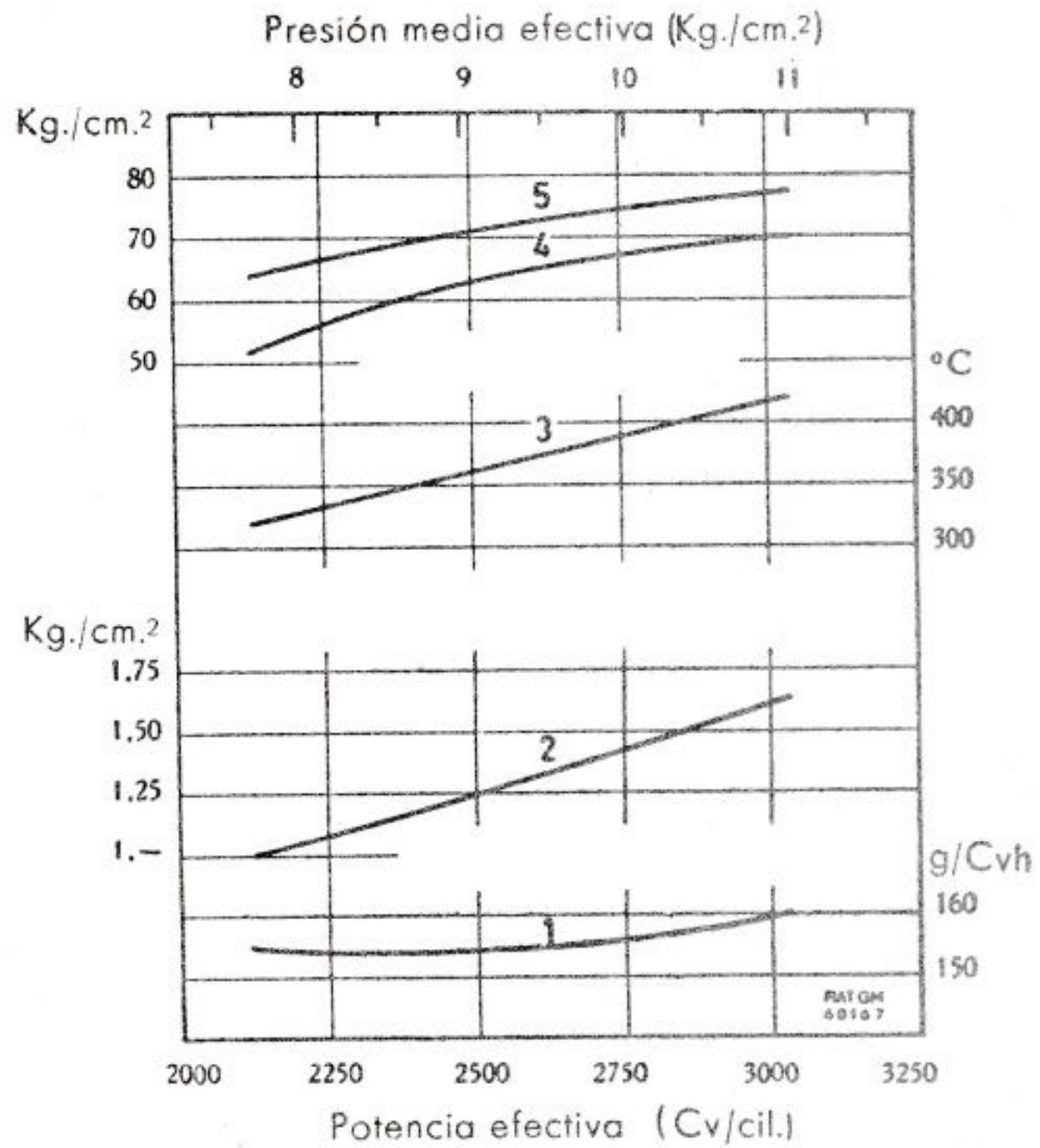
En las modernas construcciones, el combustible (generalmente petróleo de calderas de baja calidad) se introduce en los cilindros con aparatos del tipo de inyección mecánica que han sustituido a los viejos sistemas de inyección neumática. Las cámaras de inyección son todas del tipo de inyección directa.

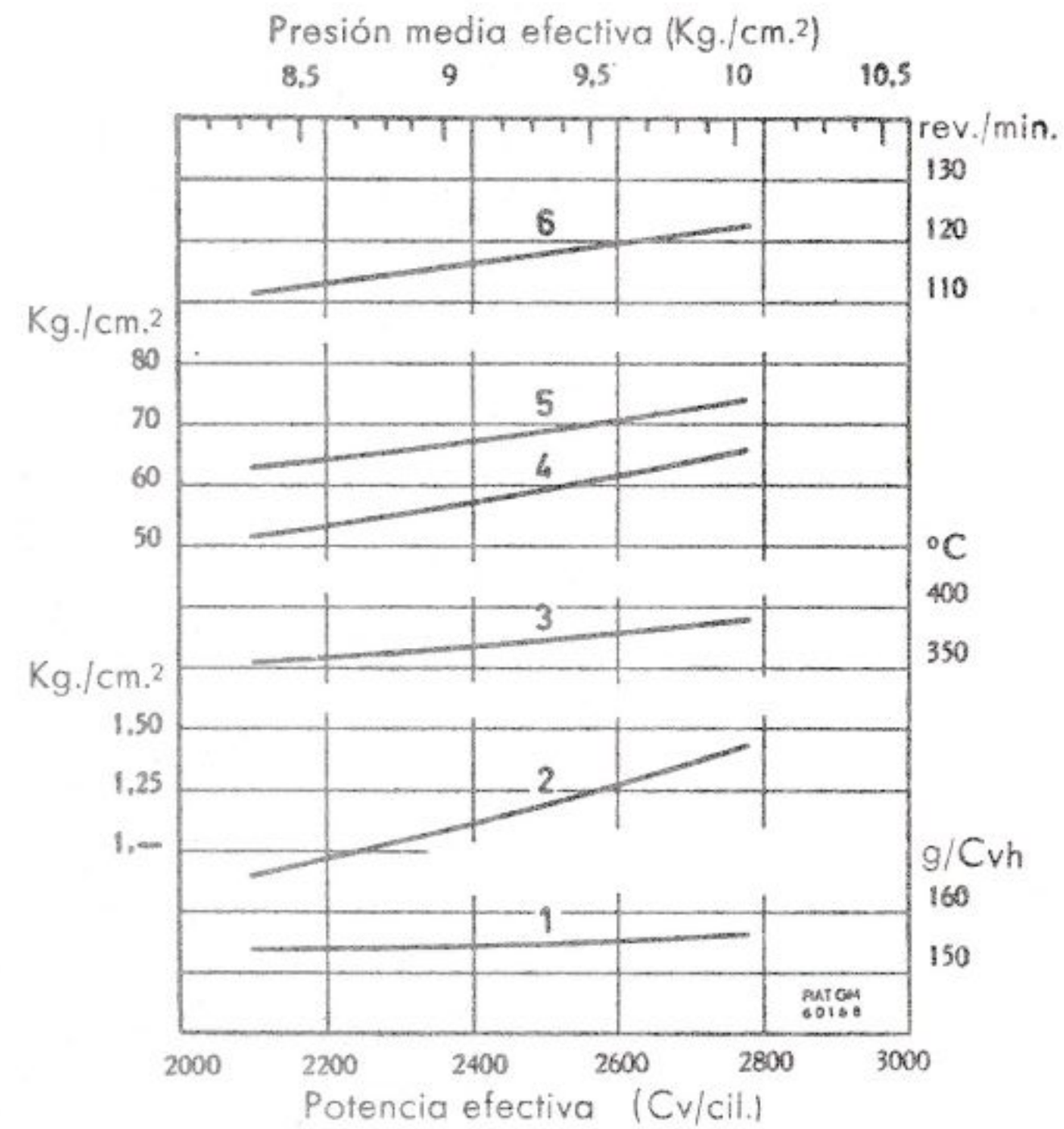
La lubricación es siempre forzada con circulación por bomba: en muchos casos se usan enfriadores de aceite.

La refrigeración puede ser de agua del mar (en circuito abierto) o bien agua dulce (en circuito cerrado), al objeto de evitar corrosiones e incrustaciones en las tuberías y en el bloque del motor; en los grandes motores comúnmente se refrigeran también los pistones y las válvulas

RESULTADOS DE PRUEBA DEL MOTOR FIAT TIPO 900 S

PRUEBA N	PRUEBA Duración min.	Velocidad de rotación r.p.m.	Potencia efectiva CV	Presión media efectiva kg/cm²	Consumo de combustible kg/h	Consumo específico de combustible g/CV h	Presión de aire en el colector de barrido kg/cm²	Temperatura del gas a la entrada en la turbina °C
1.ª	30	122,0	2100	7,60	328,6	156,5	1,—	321
2.ª	30	122,2	2404	8,70	367,7	153,0	1,20	354
3.ª	120	122,9	2778	10,00	434,6	156,5	1,435	389
4.ª	30	122,8	3058	11,00	490,7	160,5	1,64	422
5.ª	30	116,3	2391	9,00	373,0	156,0	0,90	371
6.ª	30	111,1	2102	8,35	325,8	155,0	1,12	352





Funcionamiento a velocidad constante de 122 r.p.m.

1. Consumo específico de combustible.
2. Presión del aire en el colector de barrido.
3. Temperatura del gas a la entrada en la turbina.

Funcionamiento según la ley cúbica: $CV = 2760 \left(\frac{n}{122.}\right)^3$

4. Presión de encendido.
5. Presión máxima de combustión.
6. Velocidad del motor.

por medio de circulación de aceite y los conductos de escape con circulación de agua.

El arranque se efectúa siempre por aire comprimido actuando en varios o en todos los cilindros del motor.

Al objeto de mejorar el rendimiento de las instalaciones, en estos últimos años hubo aplicaciones de recuperación del calor de los gases de escape, por medio de calderas, para producción de vapor con destino al accionamiento de los aparatos auxiliares de a bordo.

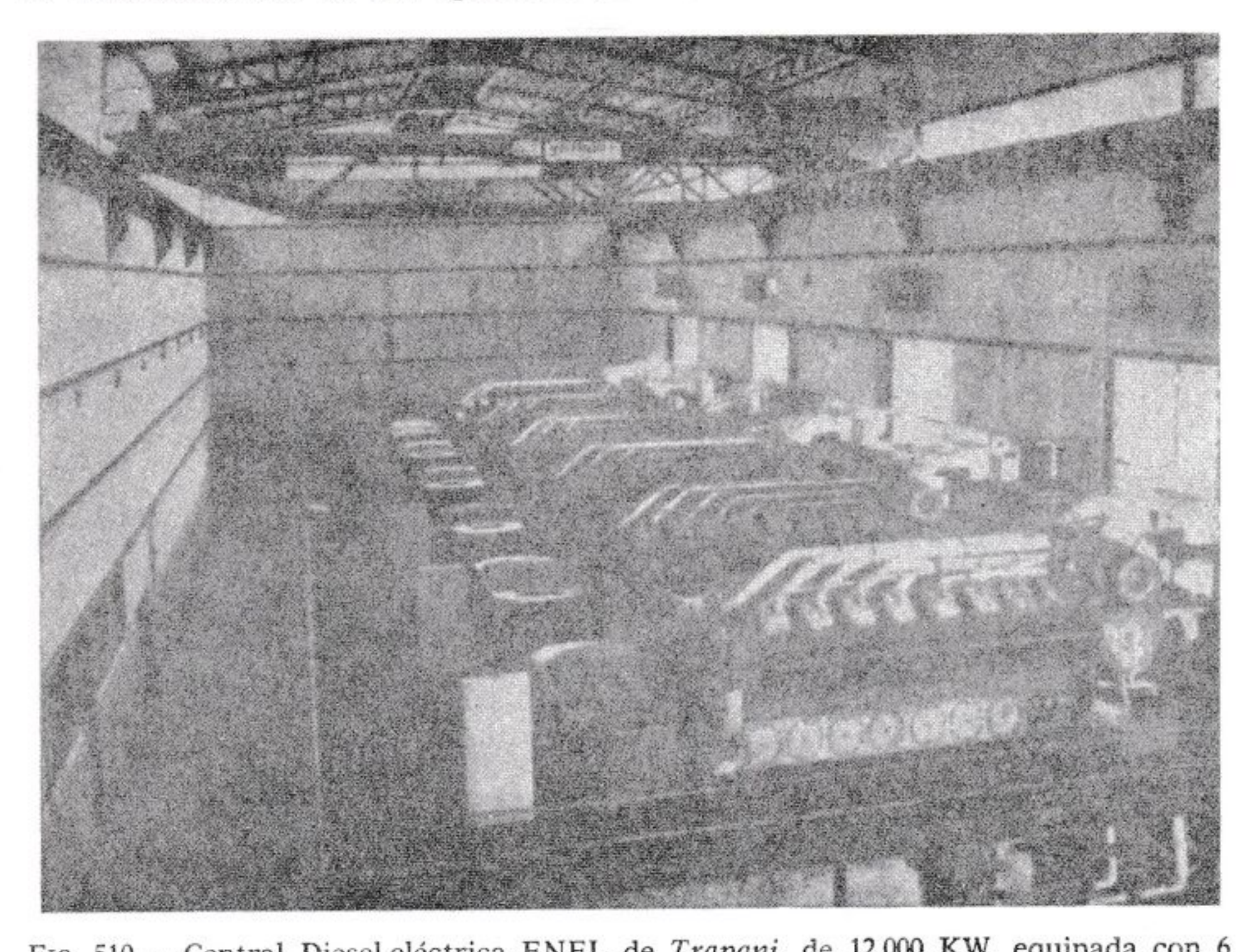


FIG. 510. — Central Diesel-eléctrica ENEL de *Trapani*, de 12.000 KW, equipada con 6 grupos de 2.000 KW cada uno a 500 r.p.m., accionados por motores FIAT B 3016 E SS.

16 cilindros a 4 tiempos, diámetro cilindros 300 mm, carrera pistones 450 mm.

En los grandes motores marinos la potencia específica y la p.m.e., en normales condiciones de funcionamiento, son muy bajas; la potencia específica resulta comprendida entre 6 y 14 CV/l para los motores de 4 tiempos y entre 2 y 4 CV/l para los motores de 2 tiempos y simple efecto; los valores de la p.m.e., siempre en condiciones normales de funcionamiento, oscilan entre 8 y 15 kg/cm². La potencia máxima que se obtiene con estos motores es, sin embargo, normalmente superior, hasta el 20 % de la normal en servicio continuo, pero aquélla no se aprovecha con objeto de garantizar una larga duración del motor. Hay motores de 18.000÷20.000 CV que han totalizado más de 50.000 horas de óptimo funcionamiento. Como consecuencia las construcciones marinas re-

sultan macizas y pesadas: los pesos de los motores que tienen bancadas y culatas en fundición o en acero, con referencia a la potencia normal, oscilan de 6 a 25 kg/CV para los de 4 tiempos y para los de 2 tiempos a simple efecto con diámetro de cilindro inferior a 350 mm; de 25 a 45 kg/CV para los de 2 tiempos de simple efecto.

Los consumos específicos varían como término medio de 165 a 155 g/CV h.

XXIX. 5. Motores para instalaciones fijas

Hay que distinguir en ellos motores para servicio intermitente y motores para servicio continuo. Estos últimos funcionan en general a régimen constante y se requiere de los mismos la máxima economía de funcionamiento (deben, por tanto, presentar bajos consumos y míni-

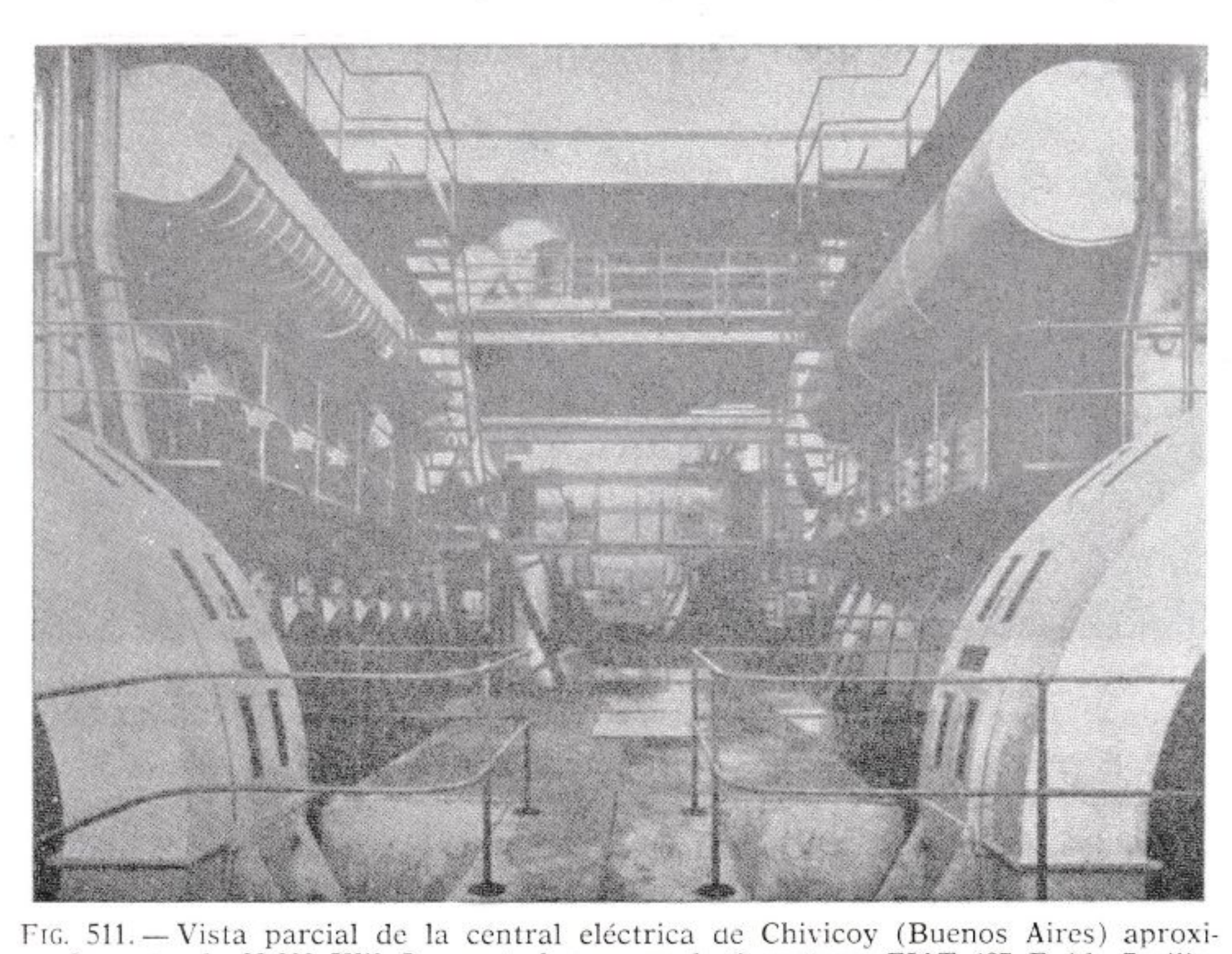


FIG. 511. — Vista parcial de la central eléctrica de Chivicoy (Buenos Aires) aproximadamente de 30.000 KW. La central comprende 6 motores FIAT 687 E (de 7 cilindros de 680 mm de diámetro de alimentación natural) y 2 motores 680 S (de 8 cilindros de 680 mm. de diámetro, sobrealimentados).

ma necesidad en el mantenimiento), así como notables dotes de duración, robustez, simplicidad y facilidad en el manejo. Es importante tener en estos motores un buen sistema de regulación que permita mantener constante el número de revoluciones a pesar de grandes variaciones en la carga.

Los motores alternativos para instalaciones fijas son en su mayoría de encendido por compresión. Los motores de encendido por chispa se usan por lo general sólo en los pequeños grupos transportables para los cuales los factores peso y volumen son muy importantes (sin embargo, últimamente también para algunos grupos de pequeña potencia se han adoptado con éxito los motores Diesel rápidos). Para las medias y grandes potencias donde tienen gran importancia las dotes de duración y economía en servicio se recurre casi en la totalidad a los motores Diesel.

Para las instalaciones de gran potencia y también para pequeños grupos transportables están tomando gran desarrollo las turbinas. En Italia se están difundiendo también los motores alternativos y las turbinas alimentados con gas natural por evidentes razones de economía que permiten el aprovechamiento de este gas, especialmente en los casos en que las instalaciones se encuentran en las proximidades de los yacimientos o de las vías distribuidoras.

Los Diesel de media potencia son, por lo general, de 4 tiempos y simple efecto por razones de simplicidad (ver figs. 509-510); los de gran potencia son casi exclusivamente de 2 tiempos y simple o doble efecto (ver fig. 511).

QUINTA PARTE

TURBINAS DE GAS - MOTORES ROTATIVOS

CAPÍTULO XXX

LA TURBINA - NOCIONES GENERALES Y CICLOS

XXX. 1. La turbina de combustión a presión constante

Como puede verse en la figura 512, la turbina de combustión a presión constante, en su esquema más simple, está compuesta de un compresor, de una cámara de combustión y de la turbina propiamente dicha.

El aire entra en el compresor y es impulsado por éste a mayor presión en la cámara de combustión donde el combustible se inyecta de modo continuo por una bomba a propósito. La combustión, iniciada eléctricamente en el arranque, continúa a presión constante produciendo un fuerte aumento de temperatura y de volumen del fluido.

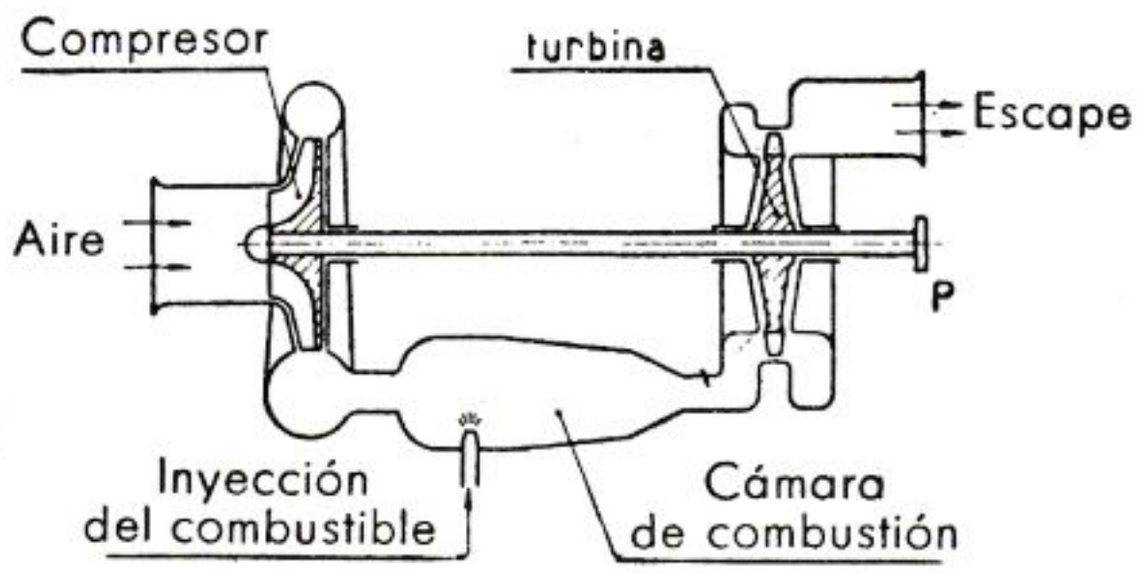


FIG. 512. — Esquema de turbina de combustión a presión constante.

El trabajo que éste produce expansionándose a través del rotor de la turbina es absorbido en parte por el compresor y en parte transmitido como trabajo útil por el acoplamiento *P*. Los gases calientes expansionándose hasta la presión atmosférica descargan al exterior.

La característica particular de esta turbina de gas es, como ya se ha dicho, que la combustión resulta continua y tiene lugar a una presión que se mantiene constante en la cámara de combustión.

El esquema resulta más complejo cuando se introducen los dispositivos adecuados para realizar una o más de las siguientes operaciones:

— Fraccionamiento de la compresión para efectuar la refrigeración intermedia.
— Fraccionamiento de la expansión para repetir la combustión.
— Recuperación parcial del calor contenido en los gases de escape transmitiéndolo, a través de un intercambiador, al aire que sale del compresor.

XXX. 2. La turbina de combustión a volumen constante

Este tipo de turbina fue estudiado al principio porque, a pesar de sus complicaciones mecánicas, parecía presentar mayores probabilidades de éxito en comparación con la turbina a combustión continua.

Como se ve en el esquema de la figura 513, la turbina a volumen constante difiere de la turbina a presión constante por tener la cámara de combustión provista de válvulas de aspiración y de escape.

Parece natural compararla a la combinación de un motor alternativo y de una turbina de gases de escape: el motor alternativo representaría el conjunto del compresor y cámara de combustión. El funcionamiento es el siguiente:

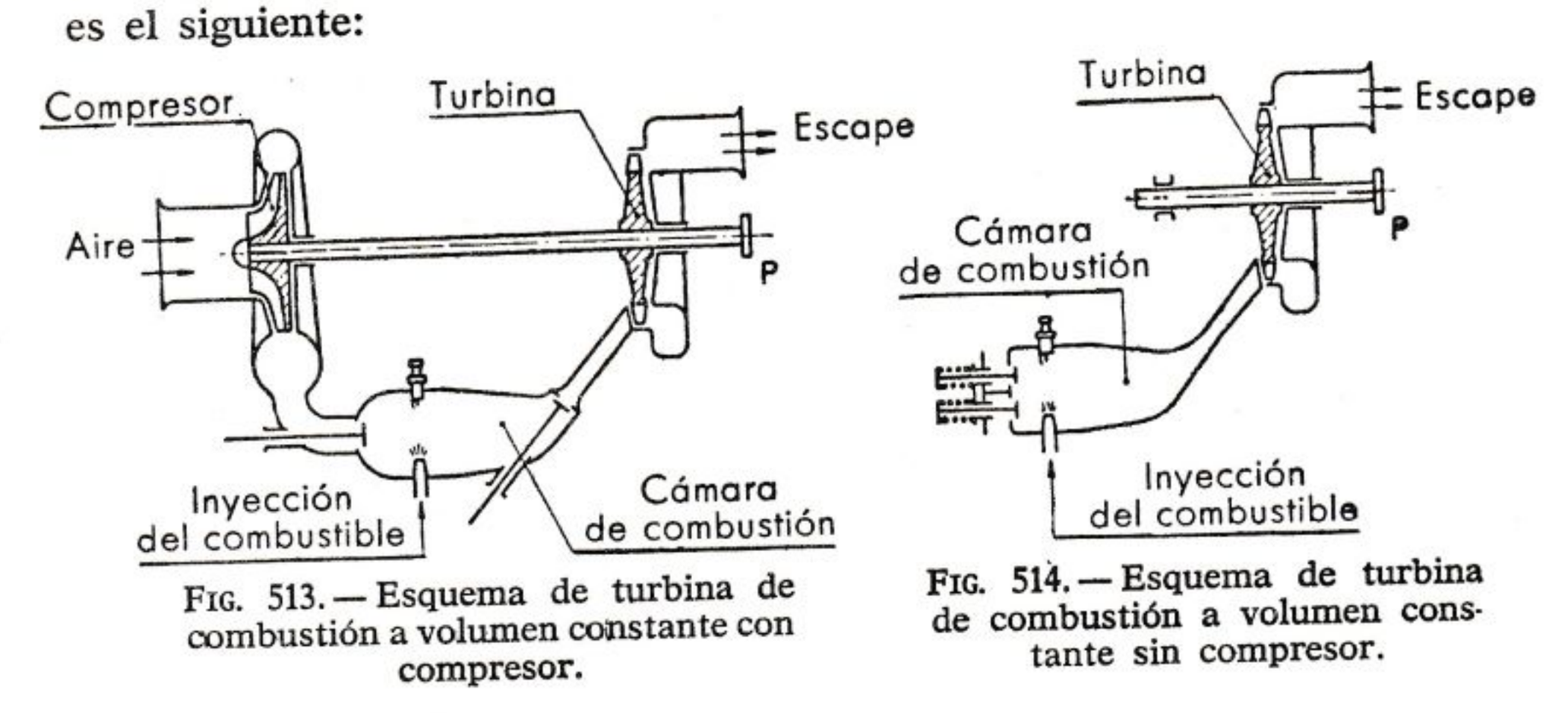


FIG. 513. — Esquema de turbina de combustión a volumen constante con compresor.

FIG. 514. — Esquema de turbina de combustión a volumen constante sin compresor.

El compresor, que generalmente es mucho más pequeño del que corresponde a la turbina de combustión continua, carga las diversas cámaras de combustión, cuando son más de una, a medida que se abren las válvulas de introducción accionadas por un adecuado sistema de distribución. En cuanto cada cámara está cargada y cerrada la válvula de introducción, es introducida una cierta cantidad de combustible que se enciende con una chispa. Se produce así un rápido aumento de presión, que al abrirse la válvula de escape provoca un chorro de gas de combustión sobre las paletas del rotor de la turbina. Cuando en la cámara de combustión la presión ha descendido hasta el valor de la atmosférica se cierra la válvula de escape.

La turbina de volumen constante puede también estar desprovista de compresor como se indica en el esquema de la figura 514.

En este caso la mezcla de aire y gas combustible entra en la cámara de combustión a través de las válvulas automáticas y se enciende por medio de una bujía. La combustión tiene lugar aproximadamente a volumen constante con un aumento rápido de presión que provoca la salida del gas de combustión a través de las paletas del rotor. Cuando

la presión desciende hasta el valor de la atmosférica, la aspiración de una nueva carga de mezcla tiene lugar gracias a la depresión creada en la cámara por la succión debida a la inercia del gas descargándose a través de la tobera.

La turbina a volumen constante tiene teóricamente la ventaja de permitir, a igualdad de temperatura en el rotor, una temperatura máxima del ciclo en la cámara de combustión mucho más alta que en la turbina a combustión continua y, por tanto, un rendimiento térmico ideal más alto.

En la práctica, sin embargo, el sistema presenta muchos inconvenientes mecánicos debidos a la presencia de las válvulas, así como inconvenientes aerodinámicos debidos a las variaciones de flujo del gas a través de los chorros dirigidos sobre las paletas del rotor.

Por ello, este tipo de turbina no ha tenido más que unas pocas aplicaciones de carácter experimental.

XXX. 3. Ciclo teórico de la turbina de combustión a presión constante

El ciclo teórico ([1]), según el cual funciona la turbina de combustión continua, es el ciclo de presión constante llamado también ciclo Brayton.

El aire entra en el compresor a la presión atmosférica y es compri-

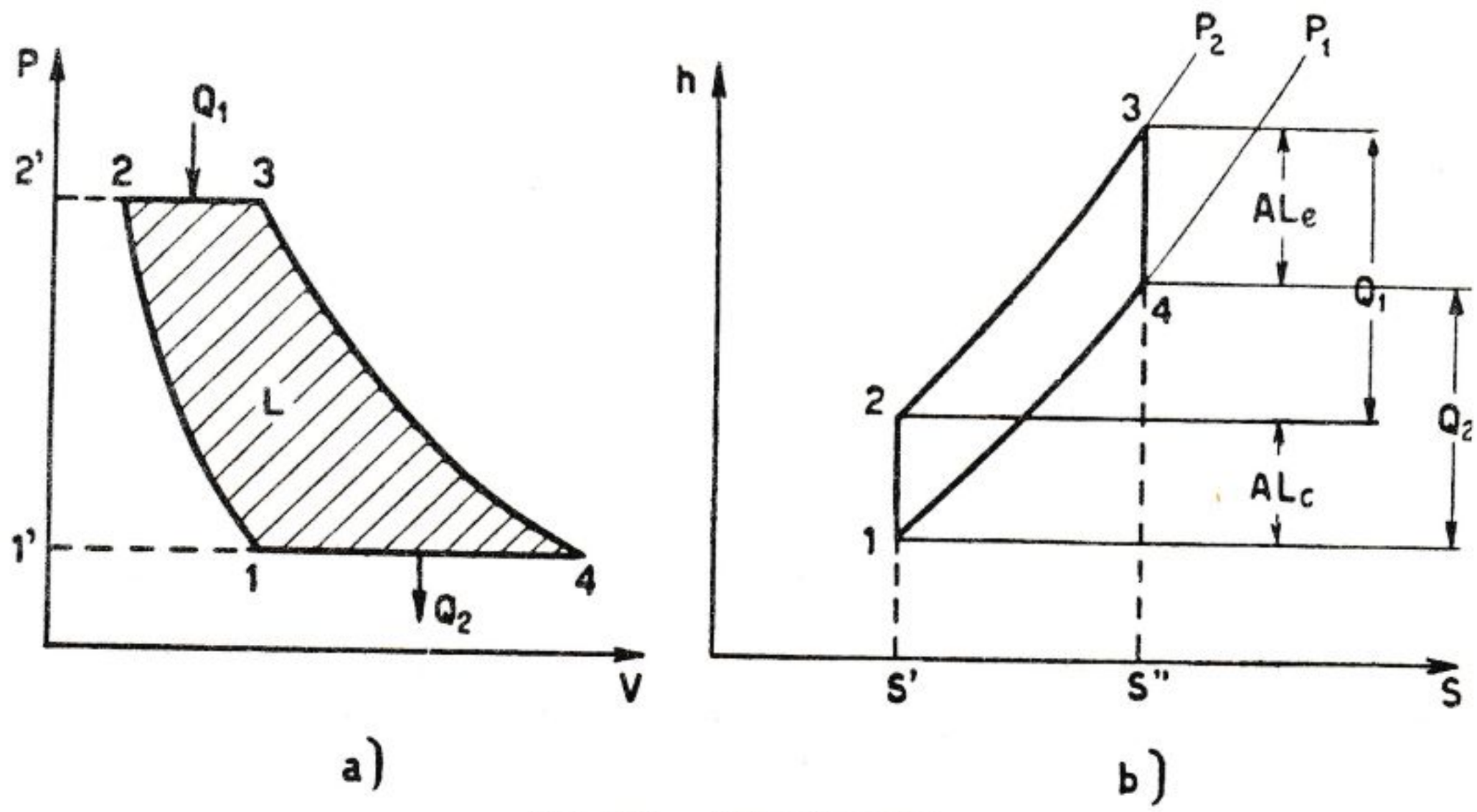


FIG. 515. — Ciclo Brayton.

([1]) Si a través del compresor pasa 1 kg de aire, a través de la turbina pasa $(1 + m_c)$ kg de gas porque durante el recorrido 2-3 (fig. 516) se introduce el peso m_c kg de combustible.

mido adiabáticamente (fig. 515) desde el punto 1 al punto 2. La combustión tiene lugar a presión constante desde el punto 2 al punto 3 con introducción de una cierta cantidad de calor Q_1, que produce un aumento de volumen del fluido. La expansión tiene lugar a través de los conductos de la turbina según la adiabática 3-4. En el punto 4 los gases se descargan al exterior o bien, eventualmente refrigerados a presión constante según la línea 4-1, vuelven al estado inicial para seguir en circulación.

Sigamos el desarrollo de las transformaciones en los diagramas (p, v) y (h, S): en el primero, el área 1, 1′, 2′, 2 representa el trabajo ideal de compresión realizado por el compresor mientras que el área 1′, 2′, 3, 4 representa el trabajo total ideal de expansión realizado por la turbina.

La diferencia entre las dos áreas, es decir, el área 1, 2, 3, 4 representa el valor útil ideal utilizable en el eje motor. En efecto, el trabajo útil no es otro que el trabajo total realizado por la turbina menos el trabajo absorbido por el compresor.

Para una relación dada de compresión el trabajo total es tanto mayor cuanto mayor es la longitud de la línea a presión constante 2-3 porque mayor resulta el area del diagrama.

En el diagrama b) coordenadas h, S, dada la equivalencia (ver párrafo II. 7) entre variaciones de entalpía y trabajo producido o absorbido en transformaciones globalmente adiabáticas y entre variaciones de entalpía y calor suministrado a presión constante, los trabajos y la cantidad de calor estarán representadas por diferencias de entalpía, es decir, por segmentos sobre el eje de las ordenadas: el trabajo de compresión está representado por $h_2—h_1$, el calor introducido Q_1 por $h_3—h_2$, el trabajo de expansión por $h_3—h_4$ y el calor sustraído Q_2 por $h_4—h_1$.

A igualdad de relación de compresión, el trabajo utilizable aumenta con el calor introducido, lo que está claro por el hecho de que las líneas de presión constante no son rectilíneas, sino que resultan de más pendiente al aumentar la entalpía y divergen entre sí.

XXX. 4. Rendimiento térmico ideal

El rendimiento térmico η_ε referido al ciclo ideal de Brayton se puede obtener por un procedimiento análogo al seguido para los ciclos ideales de los motores alternativos (ver párrafo III. 5).

Como es sabido, el rendimiento η_ε está expresado por:

$$\eta_\varepsilon = \frac{\textit{calor introducido} - \textit{calor sustraído}}{\textit{calor introducido}}$$

y como:

el calor introducido es $Q_1 = h_3 - h_2$

y el calor sustraído $Q_2 = h_4 - h_1$

resulta:

$$\eta_\varepsilon = \frac{h_3 - h_2 - (h_4 - h_1)}{h_3 - h_2} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2} = 1 - \frac{\dfrac{h_4}{h_1} - 1}{\dfrac{h_3}{h_1} - \dfrac{h_2}{h_1}}$$

Aplicando las conocidas relaciones entre temperatura absoluta y presiones para las transformaciones adiabáticas (párrafo II. 11) se tiene:

$$\frac{h_2}{h_1} = \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(k-1)/k} \qquad \frac{h_3}{h_4} = \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{(k-1)/k}$$

y como la relación de compresión

$$\beta = \frac{p_2}{p_1}$$

es igual a la de expansión

$$\frac{p_3}{p_4}$$

se obtienen los valores

$$h_2 = h_1 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(k-1)/k} = h_1\, \beta^{(k-1)/k}$$

$$h_4 = \frac{h_3}{\left(\dfrac{p_3}{p_4}\right)^{(k-1)/k}} = \frac{h_3}{\beta^{(k-1)/k}}$$

Poniendo $\tau = h_3/h_2$ (relación de combustión a presión constante) se tiene que

$$h_3 = \tau\, h_2 = \tau\, h_1\, \beta^{(k-1)/k}$$

por lo que sustituyendo este último valor en la expresión de h_4 se tiene:

$$h_4 = \frac{\tau\, h_1\, \beta^{(k-1)/k}}{\beta^{(k-1)/k}} = \tau\, h_1.$$

Sustituyendo ahora en la expresión de η_ε los valores encontrados para la entalpía de los diversos puntos del ciclo se tiene:

$$\eta_\varepsilon = 1 - \frac{\dfrac{h_4}{h_1} - 1}{\dfrac{h_3}{h_1} - \dfrac{h_2}{h_1}} = 1 - \frac{\tau - 1}{\tau\,\beta^{(k-1)/k} - \beta^{(k-1)/k}} =$$

$$= 1 - \frac{1}{\beta^{(k-1)/k}}$$

Esta fórmula indica que el rendimiento del ciclo ideal puede ser aumentado sólo al aumentar la relación de compresión. En la práctica la relación de compresión no puede aumentar más allá de ciertos límites, ya que a elevadas presiones las pérdidas en el compresor resultan demasiado grandes y no se pueden soportar ciertos valores de la temperatura por razones de resistencia del material.

XXX. 5. Rendimiento del ciclo real

El ciclo ideal no tiene en cuenta las pérdidas que inevitablemente se verifican en el sistema. Principalmente se trata de pérdidas de presión debidas al roce de la corriente fluida sobre las superficies lamidas por ella y a la resistencia de forma de las paletas, pérdidas de calor por combustión imperfecta y trabajo perdido por el roce en los cojinetes.

Para tenerlas en cuenta se introduce en el cálculo del rendimiento térmico del ciclo real los coeficientes de rendimiento de cada una de las partes que componen la máquina. Los cuales son:

η_c = rendimiento adiabático efectivo del compresor, igual a la relación entre el trabajo correspondiente a la compresión adiabática y el trabajo efectivamente gastado sobre el eje del compresor.

η_t = rendimiento adiabático efectivo de la turbina, igual a la relación entre el trabajo efectivamente disponible en el eje de la turbina y el trabajo que se puede obtener en una expasión adiabática.

η_c' = rendimiento de la combustión, igual a la relación entre el calor introducido y el correspondiente a la cantidad de combustible consumido.

El rendimiento térmico del ciclo real está expresado por:

$$\eta_r = \frac{\textit{energía producida}}{\textit{energía consumida}}$$

La energía producida es el trabajo útil recogido sobre el eje del turbomotor:

$$L_{ur} = \eta_t L_t - \frac{L_c}{\eta_c}$$

y la energía gastada es el calor desarrollado por la cantidad de combustible introducido, en una combustión completa:

$$Q_i = Q/\eta_c'.$$

Por consiguiente

$$\eta_r = \eta_c' \frac{\eta_t L_t - \dfrac{L_c}{\eta_c}}{Q/A}$$

donde L_t y L_c son los trabajos adiabáticos relativos a la turbina y al compresor, medidos sobre el diagrama *(a)* de la figura 515 por el área 1'-2'-3-4 y 1'-2'-2-1 y sobre el diagrama *(b)* por los segmentos 3-4 y 2-1.

Está claro que a igualdades de L_t y L_c, L_{ur} es tanto mayor cuanto más elevados son η_t y η_c; a igualdad de η_t y η_c, L_{ur} es tanto mayor cuanto mayor es L_t respecto a L_c, es decir, cuanto más grande es el área 1'-2'-3-4 en *(a)* o al segmento 3-4 en *(b)* respecto al área 1'-2'-2-1 ó al segmento 2-1.

Por esto es necesario que el valor de la entalpía del gas y, por tanto, de la temperatura final de combustión en el punto 3, sea lo más elevado posible.

Se deduce que para tener valores aceptables de L_{ur} es necesario diseñar un compresor o una turbina de alto rendimiento, y disponer de materiales para las paletas de la turbina aptos para soportar fuertes solicitaciones mecánicas y elevadas temperaturas.

Éstos son los dos problemas más graves, el primero aerodinámico, el segundo técnico, que ha sido necesario superar a fin de que la turbina de combustión interna pudiese alcanzar rendimientos satisfactorios.

XXX. 6. Cálculo del ciclo de la turbina de combustión

Examinemos separadamente las diversas fases en la hipótesis que el caudal en peso de aire aspirado sea unitaria, es decir, 1 kg/s, y sigamos los cambios del fluido sobre el diagrama entalpía-entropía específicas (ver fig. 516).

Aspiración. Las condiciones del aire en el punto 1 del diagrama son

siempre las del aire ambiente, esto es, son en general las condiciones atmosféricas. Cuando la turbina funciona como grupo propulsor de un avión o de un autovehículo, es posible aprovechar el movimiento relativo entre aire ambiente y turbina para obtener una compresión preliminar que normalmente se efectúa en un conducto divergente llamado *difusor*. Para valorar esta compresión dinámica podemos imaginar que la turbina de gas está parada y el aire se mueve con velocidad v igual y contraria a la de la marcha de la turbina. Bajo estas hipótesis cada kg

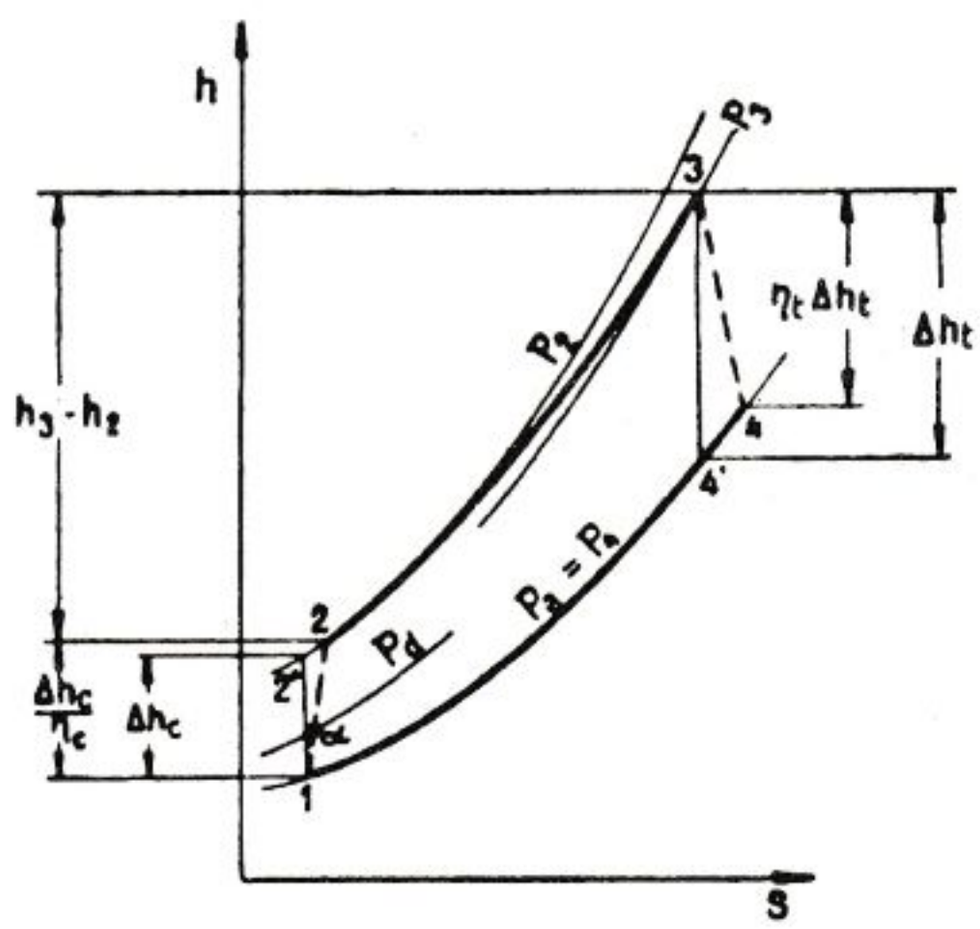


FIG. 516. — Ciclo real de la turbina de combustión continua.

de aire a la entrada de turbina posee una energía cinética $v^2/2\,g$ que puede ser transformada en entalpía con el consiguiente aumento de la temperatura y de la presión. El aumento de entalpía Δh está dado por:

$$\Delta h = \frac{A\ v^2}{2\,g}$$

siendo:

A = equivalente térmico del trabajo = 1/427 Ca/kgm;
v = velocidad del aire m/s;
g = aceleración de la gravedad m/s².

La nueva entalpía h_d del aire es, por tanto:

$$h_d = h_1 + \frac{A\ v^2}{2\,g}.$$

A causa de las pérdidas por rozamiento no toda la variación de entalpía se transforma en energía de presión, sino sólo la fracción

$$\eta_d\,(h_d - h_1) = \eta_d \frac{A\ v^2}{2\,g}$$

donde η_d es el rendimiento del difusor. La presión efectiva p_d puede ser calculada por la fórmula:

$$\frac{p_d}{p_1} = \left(\frac{h_1 + \eta_d \Delta h}{h_1} \right)^{k/(k-1)} = \left(1 + \eta_d \frac{A\ v^2}{2\, g\, c_p\, T_1} \right)^{k/(k-1)}$$

Sobre el diagrama *(h, S)* se determina rápidamente el punto final de la compresión en el difusor ya que su entalpía es $h_d = h_1 + \Delta h$ y además debe estar sobre la línea de presión constante p_d, correspondiente a un salto adiabático de entalpía $\Delta h_{ad} = \eta_d \Delta h$.

La línea que conjuga los puntos 1 y *d* representa la transformación real y está inclinada hacia la entropía creciente: este hecho es debido a la introducción en el aire del calor equivalente al trabajo disipado por frotamiento durante la compresión.

En el ciclo de las turbomáquinas, en donde no existe la posibilidad de aprovechar una toma dinámica, falta el primer trozo de compresión 1-*d* y el punto 1 caracteriza las condiciones del fluido al ingreso en el compresor.

Compresión. Indicando siempre con β la relación manométrica de compresión p_2/p_1 y con k el exponente adiabático de compresión, el trabajo absorbido en una transformación ideal isentrópica es

$$A\, L_{ad} = h_{2ad} - h_1 = h_1\, (\beta^{(k-1)/k} - 1).$$

En eefcto, la compresión tiene lugar con un rendimiento η_c y requiere el trabajo $A\, L_c$, equivalente al aumento efectivo de la entalpía del fluido.

$$A\, L_c = \frac{A\ L_{ad}}{\eta_c} = \frac{h_1}{\eta_c} (\beta^{(k-1)/k} - 1) = h_2 - h_1.$$

Combustión. Una vez fijado el valor de T_3 y, por tanto, el de h_3, en relación a la posibilidad de resistencia de los materiales usados en la construcción e indicando con H el poder calorífico inferior del combustible, se tiene la relación:

$$H\ m_c\ \eta_c' = h_3 - h_2.$$

De aquí se obtiene el valor de m_c correspondiente al caudal en peso del combustible por kg de aire necesario para alcanzar el valor fijado de h_3:

$$m_c = \frac{h_3 - h_2}{\eta_c'\, H}$$

donde:

η_c' = rendimiento de la combustión.

La presión en el punto 3 es, por el contrario, $p_3 = \mu\, p_2$, donde μ es un coeficiente menor que la unidad que tiene en cuenta las pérdidas de carga en la cámara de combustión.

Expansión. La relación manométrica de expansión vale $\beta' = p_3/p_a$, puesto que la presión final p_4 es igual a la presión externa p_a.

El salto de entalpía idealmente transformable en trabajo resulta:

$$A\,L_{ad} = h_3 - h_{4ad} = h_3 \left(1 - \frac{1}{\beta'^{(k'-1)/k'}} \right)$$

donde k' es el valor medio del exponente de la adiabática durante la expansión.

El trabajo efectivamente producido por cada kg de aire aspirado, indicando con η_t el rendimiento de la turbina, es:

$$A\,L_t = (1 + m_c)\,A\,L_{ad} \cdot \eta_t = (1 + m_c)\,\eta_t\,h_3 \left(1 - \frac{1}{\beta'^{(k'-1)/k'}} \right) =$$

$$= (1 + m_c)\,(h_3 - h_4)$$

porque en la cámara de combustión se ha unido un peso de combustible m_c a cada kg de aire.

Trabajo inútil. La diferencia entre el trabajo de expansión y el trabajo de compresión es el trabajo utilizable:

$$L_u = L_t - L_c = (1 + m_c)\,\eta_t \frac{h_3}{A} \left(1 - \frac{1}{\beta'^{(k'-1)/k'}} \right) -$$

$$- \frac{h_1}{A_{\eta_c}} (\beta^{(k-1)/k} - 1) = \frac{1}{A} \left[(1 + m_c)\,(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1) \right]$$

Si éste es el trabajo útil por cada kg de aire aspirado, el caudal de aire necesario para desarrollar una potencia de N kgm/s vale

$$q = \frac{N}{L_u}\ \text{kg/s}.$$

Advertimos que en la práctica, para calcular el ciclo de la turbina de gas no se traza el diagrama *(h, S)*, porque sería necesario uno por cada mezcla de gas combustible, para tener en cuenta las variaciones de las propiedades del fluido causadas por las alteraciones de su composición química durante la combustión. Es más inmediato recurrir a tablas de las características termodinámicas del aire y de las mezclas diversas de aire con combustibles líquidos, de las cuales se pueden deducir los saltos de entalpía y las relaciones entre las presiones una vez que se han previsto los diversos rendimientos de la turbomáquina.

PROBLEMA. — *Determinar el caudal de aire y el consumo específico de una turbina de gas que tiene una potencia efectiva* N = 1.000 CV, *considerando los siguientes datos:*

presión inicial ..... $p_1 = 1$ kg/cm²
temperatura inicial ..... $T_1 = 15 + 273 = 288°$ K
relación de compresión ..... $\beta = 4{,}1$
rendimiento del compresor ..... $\eta_c = 0{,}75$
coeficiente de reducción de la presión entre compresor y turbina ..... $\mu = 0{,}94$
poder calorífico del combustible ..... $H = 10.300$ Ca/kg
rendimiento de la combustión ..... $\eta_c' = 0{,}95$
temperatura máxima a la entrada en la turbina ..... $T_3 = 850 + 273 = 1123°$ K
rendimiento de la turbina ..... $\eta_t = 0{,}85$
rendimiento mecánico ..... $\eta_m = 0{,}90$.

La entalpía del aire a la temperatura inicial $T_1 = 288°$ K, que es

$$h_1 = 68{,}8 \text{ Ca/kg}$$

sufre un aumento en el compresor ($k = 1{,}40$) dado por:

$$h_2 - h_1 = \frac{h_1}{\eta_c}\left(\beta^{(k-1)/k} - 1\right) = \frac{68{,}8}{0{,}75}\left(4{,}1^{\frac{1.40-1}{1.40}} - 1\right) = 45{,}5 \text{ Ca/kg}$$

equivalente al trabajo por cada kg de aire comprimido:

$$L_c = \frac{h_2 - h_1}{A} = 45{,}5 \times 427 = 19.450 \text{ kgm/kg}.$$

En la cámara de combustión debe ser desarrollada una cantidad de calor tal que lleve la entalpía del valor

$$h_2 = 68{,}8 + 45{,}5 = 114{,}3 \text{ Ca/kg}$$

al correspondiente a la temperatura $T_3 = 1123°$ K

$$h_3 = 284{,}4 \text{ Ca/kg}.$$

La cantidad de combustible efectivamente empleada es

$$m_c = \frac{h_3 - h_2}{\eta'_c\, H} = \frac{170{,}1}{0{,}95 \cdot 10.300} = 0{,}0174 \text{ kg/kg}.$$

En los conductos de la cámara de combustión se verifica una pérdida de presión, por lo que al comienzo de la expansión se tiene una presión

$$p_3 = \mu\, p_2 = 0{,}94 \times 4{,}1 = 3{,}85 \text{ kg/cm}^2$$

En la fase de expansión los gases sufren una disminución de entalpía ($k' = 1{,}35$)

$$h_3 - h_4 = \eta_t\, h_3 \left(1 - \frac{1}{\beta'^{(k'-1)/k'}}\right) =$$

$$= 0{,}85 \cdot 284{,}4 \left(1 - \frac{1}{3{,}85^{\frac{1.35-1}{1{,}35}}}\right) = 71{,}2 \text{ Ca/kg}$$

equivalente al trabajo mecánico:

$$L_t = \frac{h_3 - h_4}{A} = 71{,}2 \times 427 = 30.400 \text{ kgm/kg.}$$

El trabajo útil interno está dado por la diferencia

(1) $$L_{ui} = L_t\,(1 + m_c) - L_c = (1{,}0174 \times 30400) - 19456 = 11500 \text{ kgm/kg}$$

mientras que el del eje motor es

$$L_u = \eta_m\, L_{ui} = 0{,}90 \cdot 11500 = 1035 \text{ kgm/kg.}$$

El trabajo L_u se obtiene con 1 kg de aire; si en la turbina pasa un caudal q kg de aire por segundo, la potencia en caballos es:

$$N = \frac{L_u \cdot q}{75} \text{ CV.}$$

Como el motor debe desarrollar 1.000 CV el caudal debe de ser

$$q = \frac{75\,N}{L_u} = \frac{75000}{1035} = 7{,}25 \text{ kg/s.}$$

Por cada kg de aire aspirado, se inyecta una cantidad de combustible $m_c = 0{,}0174$ kg; por cada hora de funcionamiento el combustible consumido es

$$M_c = 3600 \cdot 0{,}0174 \cdot 7{,}61 = 477 \text{ kg/h.}$$

Resulta un consumo específico

$$c_s = \frac{M_c}{N} = \frac{477}{1000} = 0{,}477 \text{ kg/CV h.}$$

(1) Si a través del compresor pasa 1 kg de aire, a través de la turbina pasa $(1 + m_c)$ kg de gas porque durante el recorrido 2-3 (fig. 516) se introduce el peso m_c kg de combustible.

CAPÍTULO XXXI

ÓRGANOS PRINCIPALES DE LA TURBINA DE GAS

XXXI. 1. El compresor centrífugo

El compresor centrífugo está constituido de dos elementos principales: el rotor *G* (fig. 517) y el difusor *D*. El aire entra por *A* y es acelerado en los conductos comprendidos entre las paletas del rotor; en el difusor la energía cinética que lleva el aire se transforma gradualmente en energía de presión El grupo rotor-difusor constituye uno de los saltos del compresor.

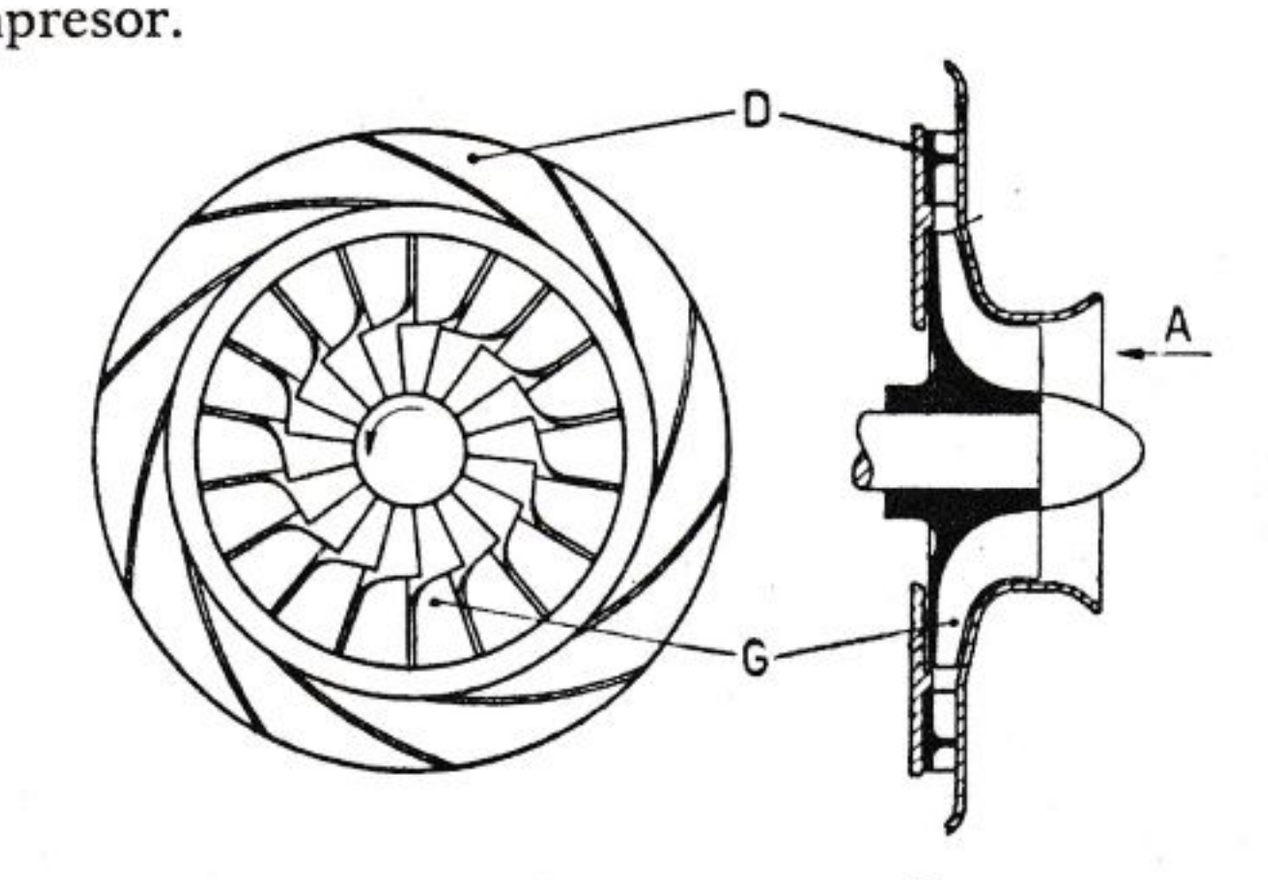


FIG. 517. — Compresor centrífugo.

El rotor puede tener las paletas curvadas hacia delante, radiales o curvadas en el sentido contrario al de rotación (fig. 518). El primer tipo no se usa ya porque resulta inestable; el segundo se usa especialmente en las aplicaciones aeronáuticas donde es necesario reducir el peso y el volumen; el tercero se usa cuando interesan amplios campos de funcionamiento.

El difusor está constituido por conductos de sección gradualmente creciente, dispuestos en la periferia del rotor. Estos conductos pueden tener la salida en común en un único conducto circunferencial llamado colector, o bien pueden desembocar directamente en las cámaras de combustión tubulares.

Cuando el compresor es de un solo salto, la relación de compresión no puede superar el valor al cual corresponde una velocidad del aire en la entrada del difusor igual a la del sonido. Superando este límite

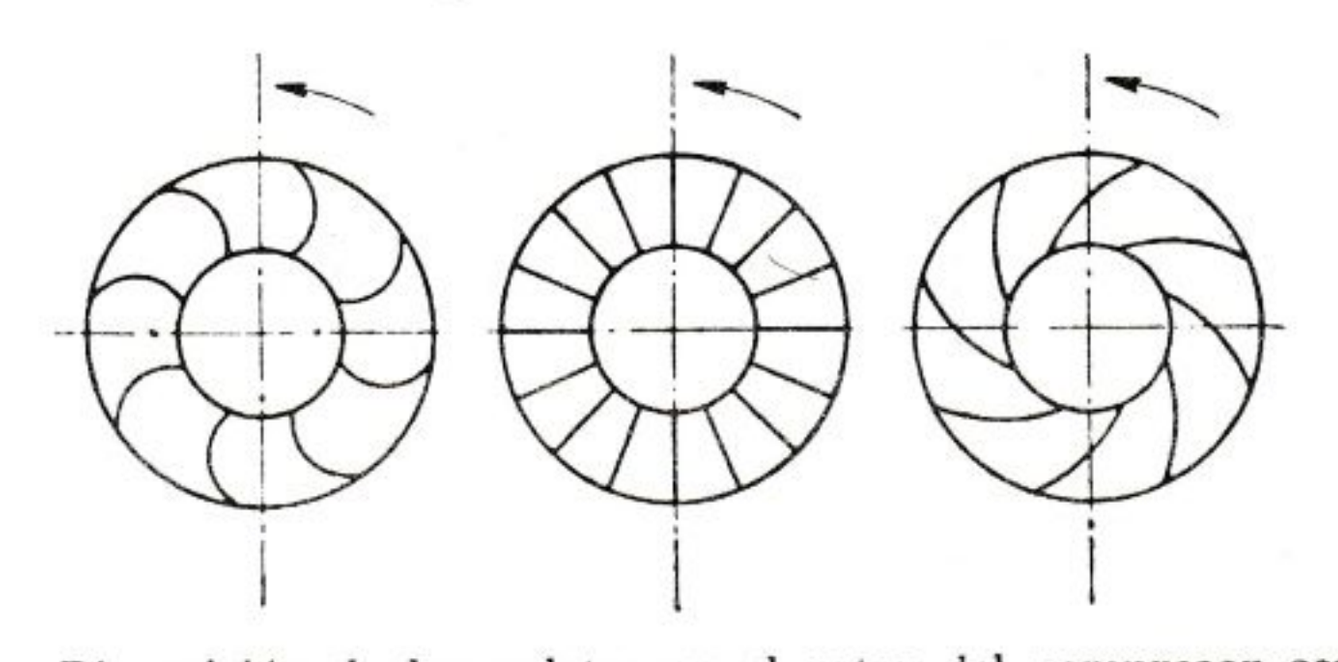


FIG. 518. — Disposición de las paletas en el rotor del compresor centrífugo.

el rendimiento adiabático cae rápidamente. Actualmente en las turbinas de gas para aeroplanos, se alcanzan relaciones de compresión poco superiores a 4:1 con rendimientos adiabáticos del orden de 0,75. Estos

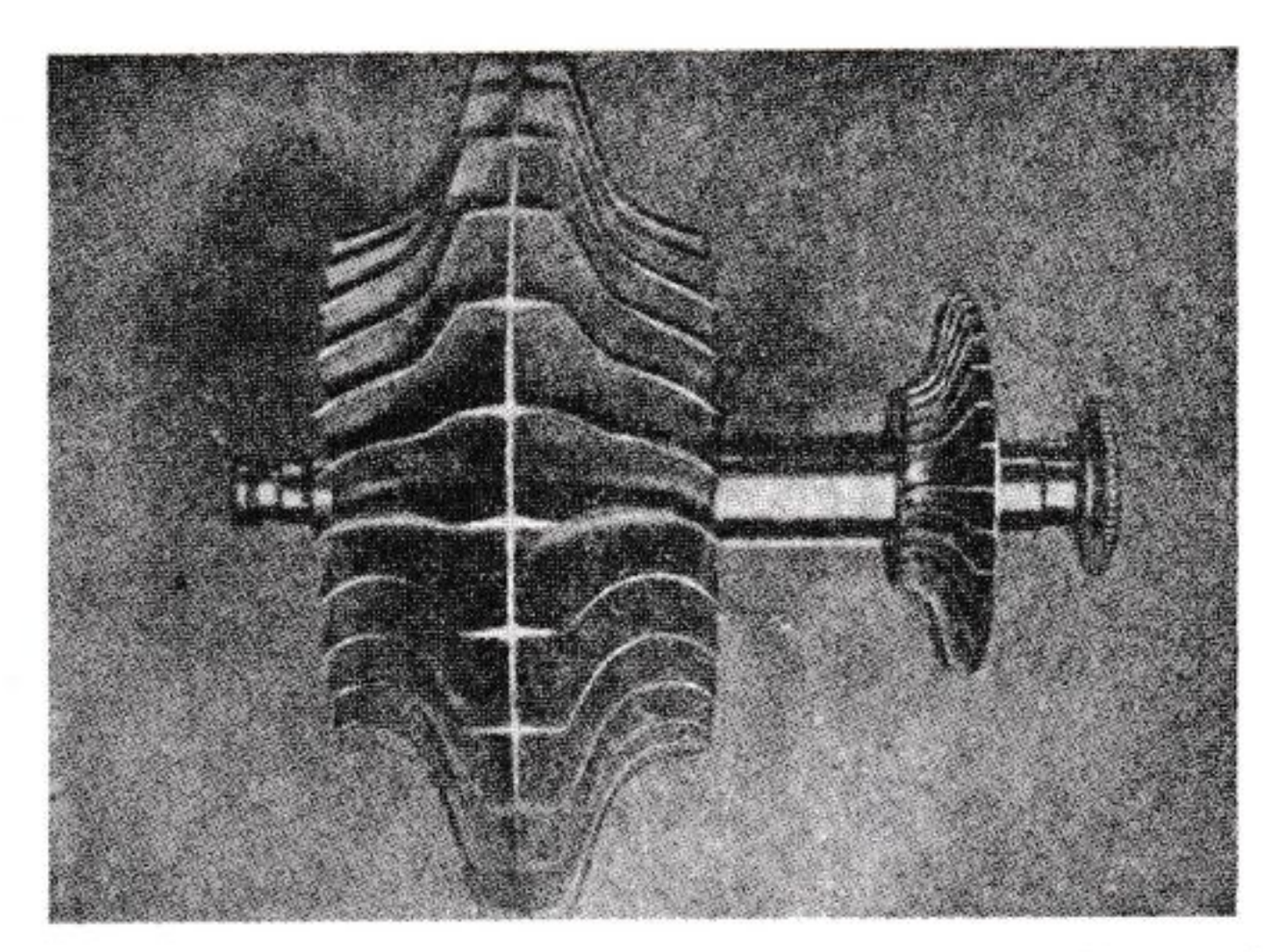


FIG. 519. — Rotor de un compresor centrífugo de doble entrada, con pantalla de refrigeración.

valores se obtienen en compresores con rotores de paletas radiales, capaces de dar una relación de compresión β obtenible de la relación

$$\frac{h_1}{A\,\eta_c}\left(\beta^{(k-1)/k} - 1\right) = \frac{\xi\, c^2}{g}$$

donde c es la velocidad periférica del rotor y ξ es un coeficiente experimental cuyo valor oscila alrededor de 0,9.

Para reducir el área frontal del compresor se monta, en diversos tipos de turborreactores, un rotor de doble entrada, que puede considerarse constituido por dos rotores simples unidos entre sí por la pared opuesta a la que lleva las paletas.

En las turbinas de combustión interna para instalaciones fijas, el compresor centrífugo es normalmente de varios saltos y tiene relaciones de compresión más bajas de las usadas en aviación. El empleo de compresores de varios saltos permite la interposición de refrigeradores que mejoran el rendimiento adiabático al reducir la temperatura del aire entre una y otra fase de compresión.

En las figuras 519 y 520 se muestran los rotores de un compresor centrífugo de doble entrada y el correspondiente difusor.

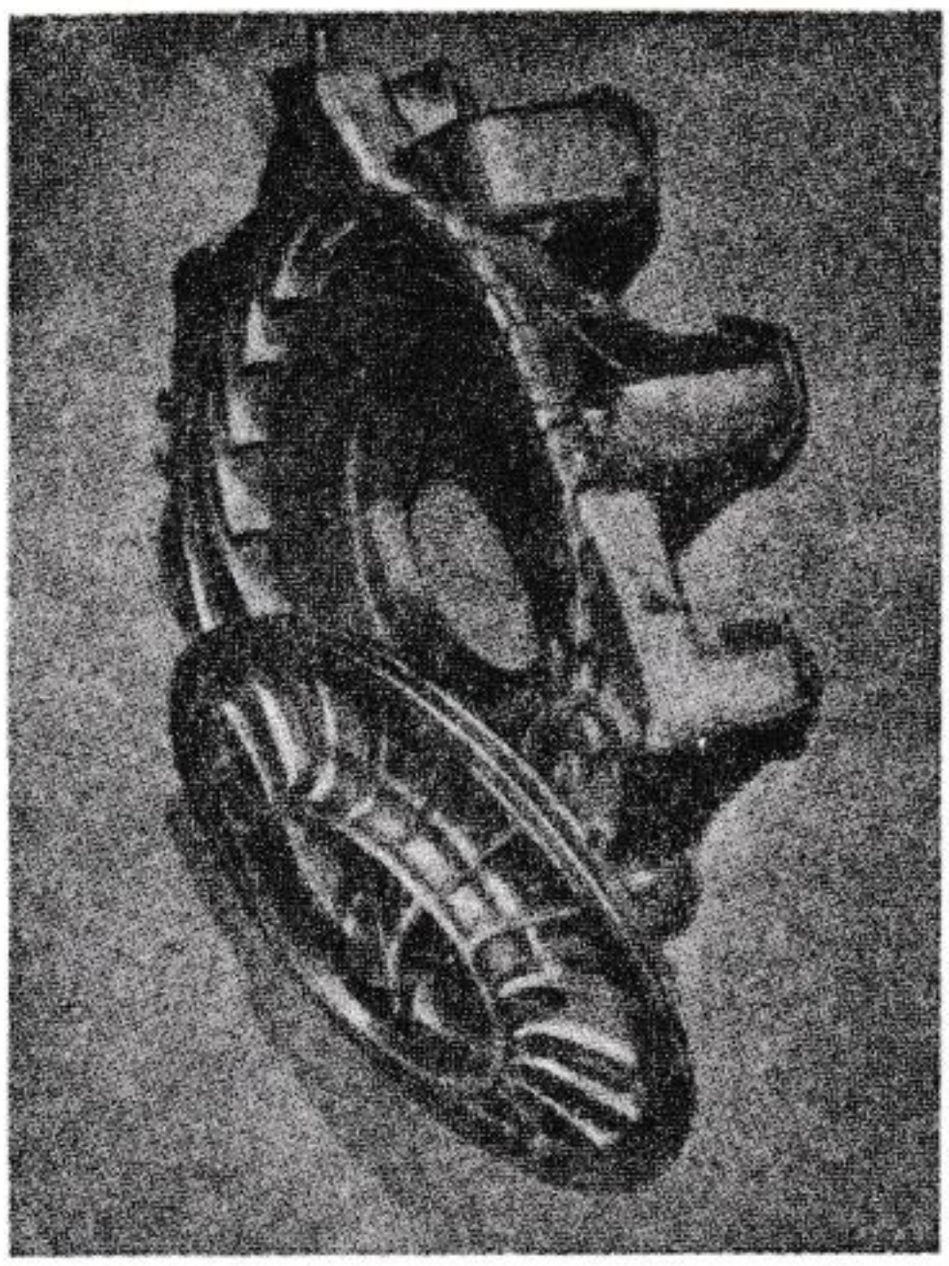


FIG. 520. — Difusor de un compresor centrífugo de doble entrada.

XXXI. 2. El compresor axial

También en el compresor axial los elementos principales son el rotor G y el difusor D. Tanto el rotor como el difusor están formados por una corona de paletas radiales con un perfil de ala (fig. 521). Las paletas del rotor están fijas a un disco o a un tambor rotativo mientras que las del difusor lo están a la envuelta exterior.

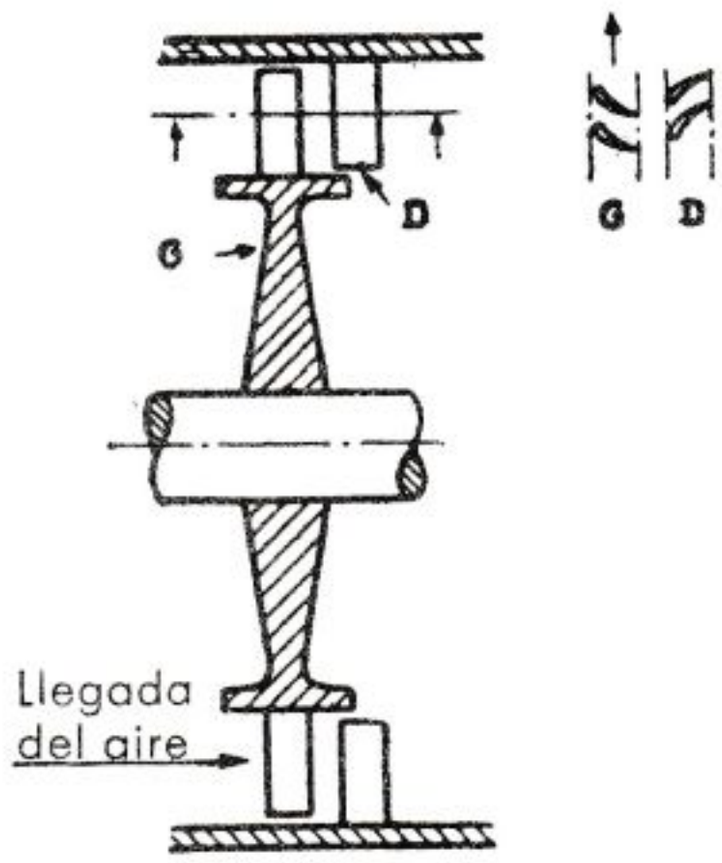


FIG. 521. — Compresor axial elemental.

Las funciones del rotor y del difusor en el compresor axial son análogas a las del compresor centrífugo. El aire entra en el rotor con una velocidad v_1 (fig. 522) que forma un ángulo α_1 respecto a un plano normal al eje de rotación. Si c es la velocidad periférica del rotor se obtiene la velocidad relativa a la entrada w_1 sumando el vector correspondiente a v_1 y el correspondiente a $-c$. El ángulo de entrada relativo es β_1. A través del rotor la corriente de aire es desviada, por lo que el

ángulo de salida relativo resulta β_2 y la velocidad w_2. Sumando el vector c al vector w_2 se obtiene la velocidad absoluta v_2 a la entrada del difusor con un ángulo correspondiente α_2. A través del difusor el aire subre otra desviación saliendo así del difusor mismo con una velocidad v_3 y una dirección α_3.

El aumento efectivo de entalpía realizado en un salto está dado por:

$$\frac{\Delta h}{A} = \frac{c}{g}\left(v_{t2} - v_{t1}\right) = \frac{c}{g}\left(w_{t2} - w_{t1}\right)$$

donde se indica con el índice t los componentes tangenciales de la velocidad absoluta y relativa tomadas con signo positivo si tienen el mismo sentido de c.

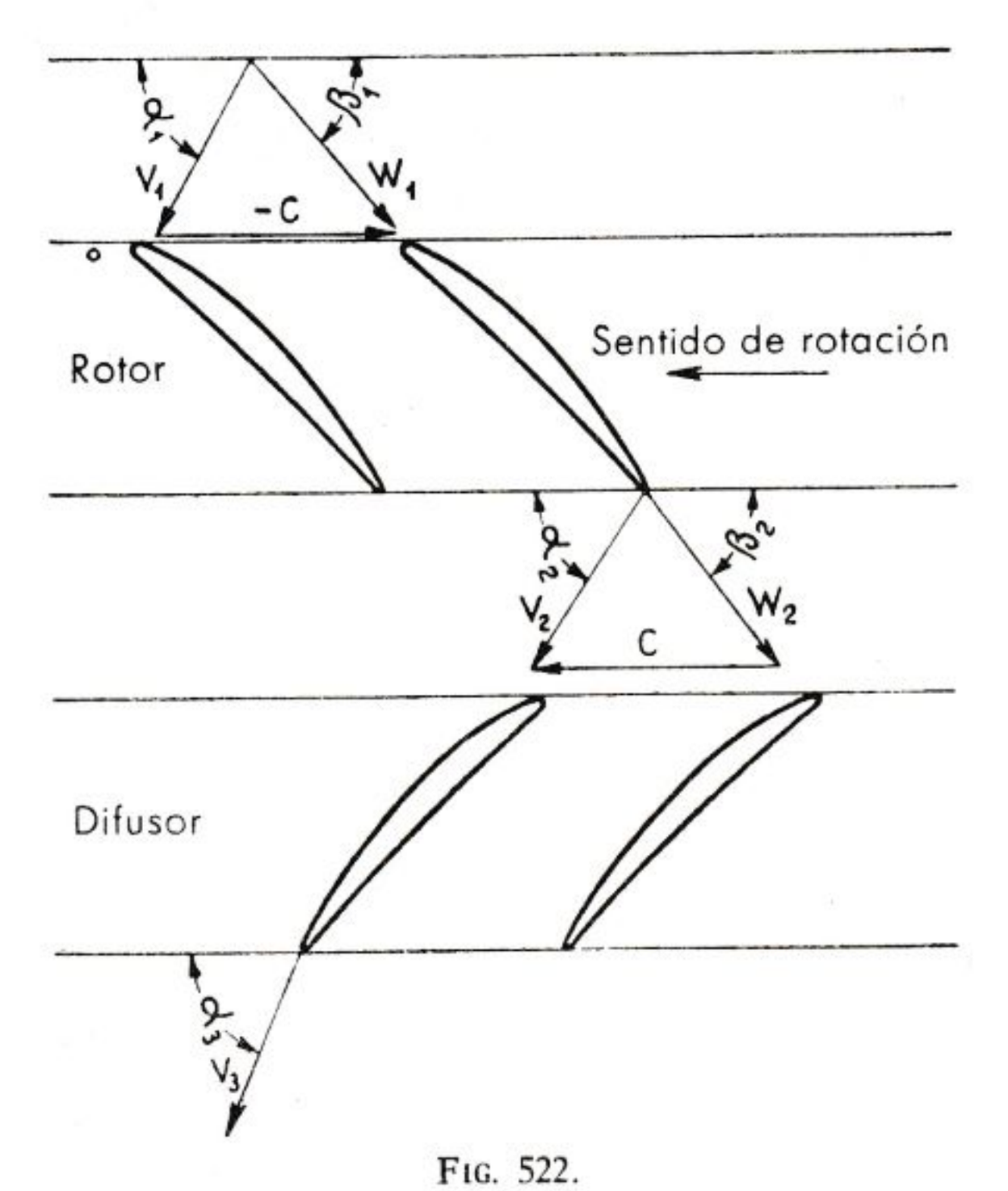


FIG. 522.

Los ángulos α_3 y β_2 son iguales o mayores, respectivamente, de α_2 y β_1. En el caso en que $\alpha_3 = \beta_2$ y $\alpha_2 = \beta_1$, y la altura de las paletas se varía para obtener constante la velocidad axial, la velocidad absoluta y las presiones estáticas del aire a través de un compresor axial de varios saltos sufren las variaciones indicadas en la figura 523.

Actualmente se obtienen para cada salto aumentos de entalpía alrededor de 4,8 Ca/kg con rendimiento adibático próximo a 0,9.

La salida del aire comprimido del compresor tiene lugar en una corona continua y por ello, en el caso del compresor axial, es más cómodo usar la cámara de combustión anular. El compresor axial presenta

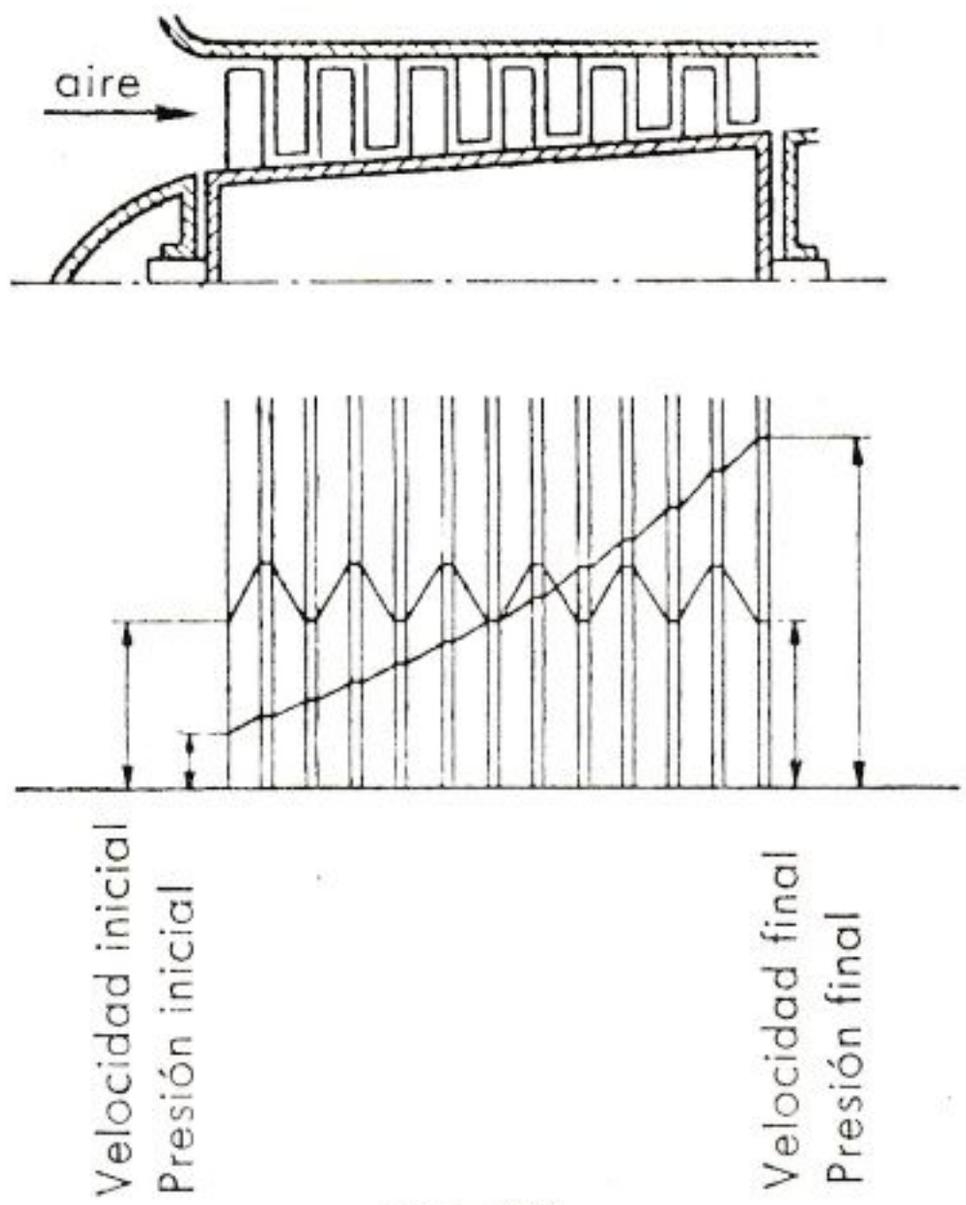


FIG. 523.

con respecto al centrífugo la ventaja de un rendimiento más elevado y de una menor área frontal y esto justifica su éxito en el campo aeronáutico.

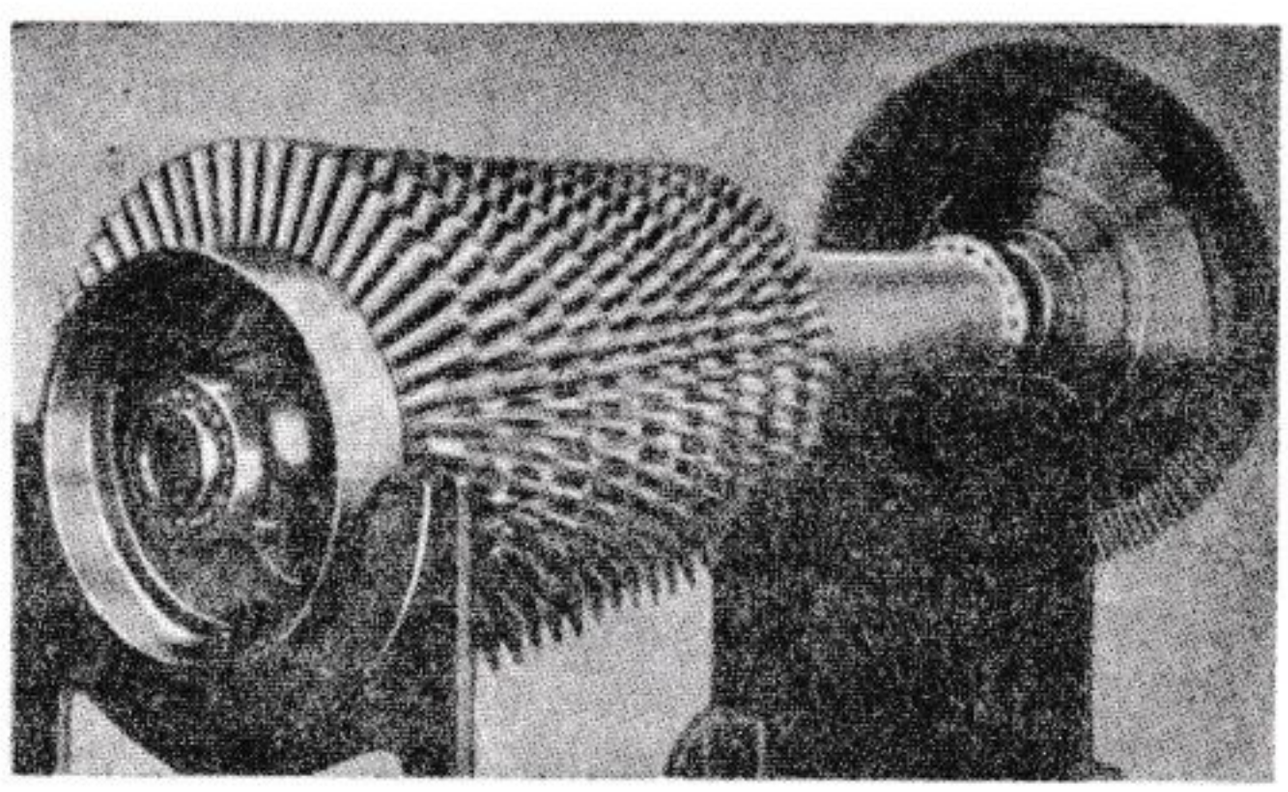


FIG. 524. — Rotor de un compresor axial de 10 saltos.

La figura 524 es una fotografía del rotor de un compresor axial de 10 saltos.

XXXI. 3. Las cámaras de combustión

La cámara de combustión puede ser *simple* o *múltiple*. Las múltiples son siempre *tubulares* (fig. 525), mientras que las simples pueden ser *tubulares* o *anulares* (fig. 526). Las múltiples tubulares se adaptan mejor a los compresores centrífugos, mientras que las simples anulares son más aptas para compresores axiales.

Normalmente en la primera mitad de la cámara de combustión se encuentra el inyector que introduce el combustible pulverizándolo igual que en los motores Diesel, o bien en el estado de vapor. La inyección puede ser en el mismo sentido de la corriente del aire entrante o bien en sentido inverso.

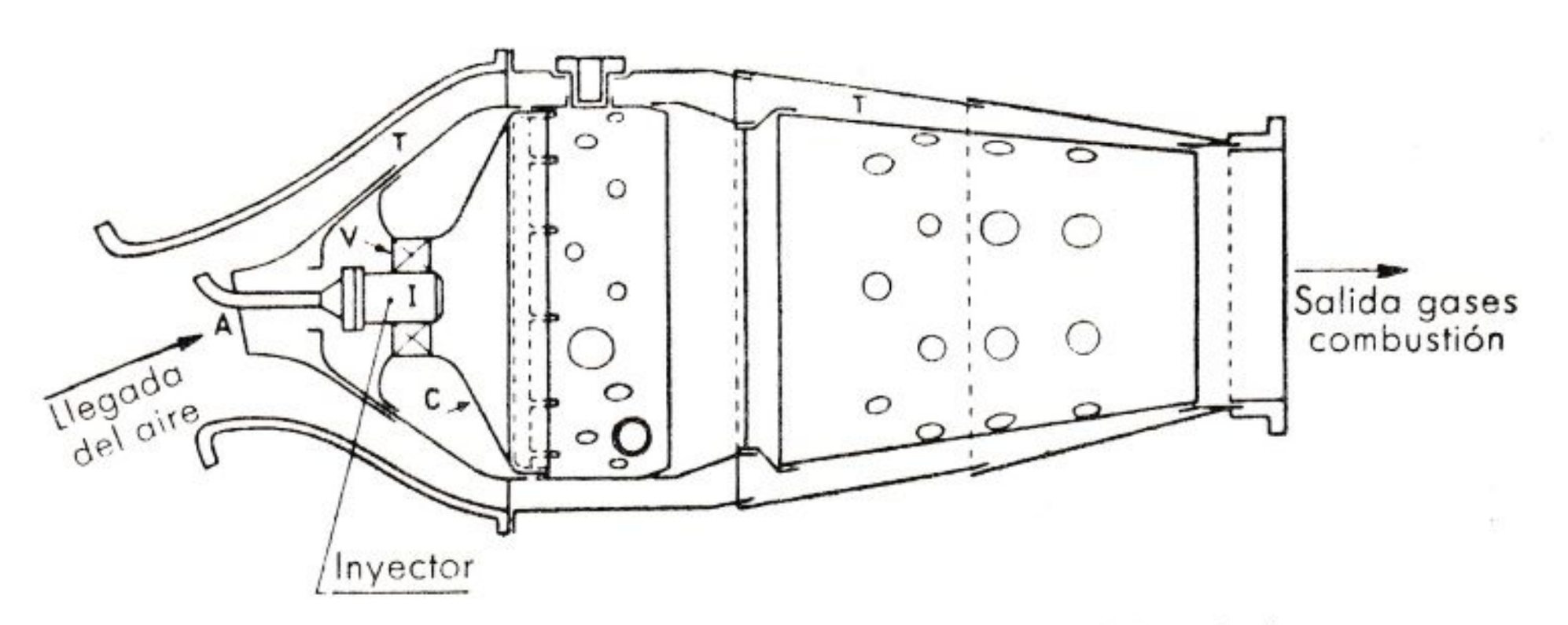


FIG. 524. — Esquema de una cámara de combustión tubular.

Por razones de resistencia mecánica de las paletas de la turbina, no es posible alcanzar temperaturas máximas similares a las de los motores alternativos, por ello es necesario diluir con mucho aire los productos directos de la combustión, que se encuentran a la temperatura de reacción, aproximadamente 1.800° C. El aire necesario para la dilución no se introduce de golpe en el espacio en que tiene lugar la combustión porque el exceso de aire impediría el desarrollo de la reacción química. Se forman en general diversas corrientes de aire de las que una, llamada primaria, sirve para la combustión propiamente dicha y las otras, llamadas secundaria, terciaria, etc., sirven para la dilución.

Las cámaras de combustión tubulares comprenden normalmente una envuelta exterior y un tubo interno, llamado *tubo de llama*, en el cual se verifican los principales fenómenos de combustión y mezcla. El tipo representado en la figura 525 es el más difundido: el aire primario entra a través de la abertura *A* pasando en parte a través de los flancos taladrados del cono *C* y en parte alrededor de *I*, donde un dispositivo *V*, dotado de pequeñas paletas inclinadas, le imprimen movimiento vibratorio alrededor del eje de la cámara. Este movimiento es necesario para

lograr una buena combustión. El aire restante pasa al espacio T entrando en el interior a través de una serie de orificios.

Para valorar la capacidad de un terminado tipo de cámara, especialmente para las turbinas de gas aeronáuticas donde el peso y el volumen tienen gran importancia, se ha introducido una nueva magnitud llamada *intensidad de combustión.* Está definida por la cantidad de calor desarrollada en la unidad de presión. Las intensidades alcanzables actualmente en aviación varían desde 30 a 40 $\times$ 10^6 Ca/h m^3 atm.

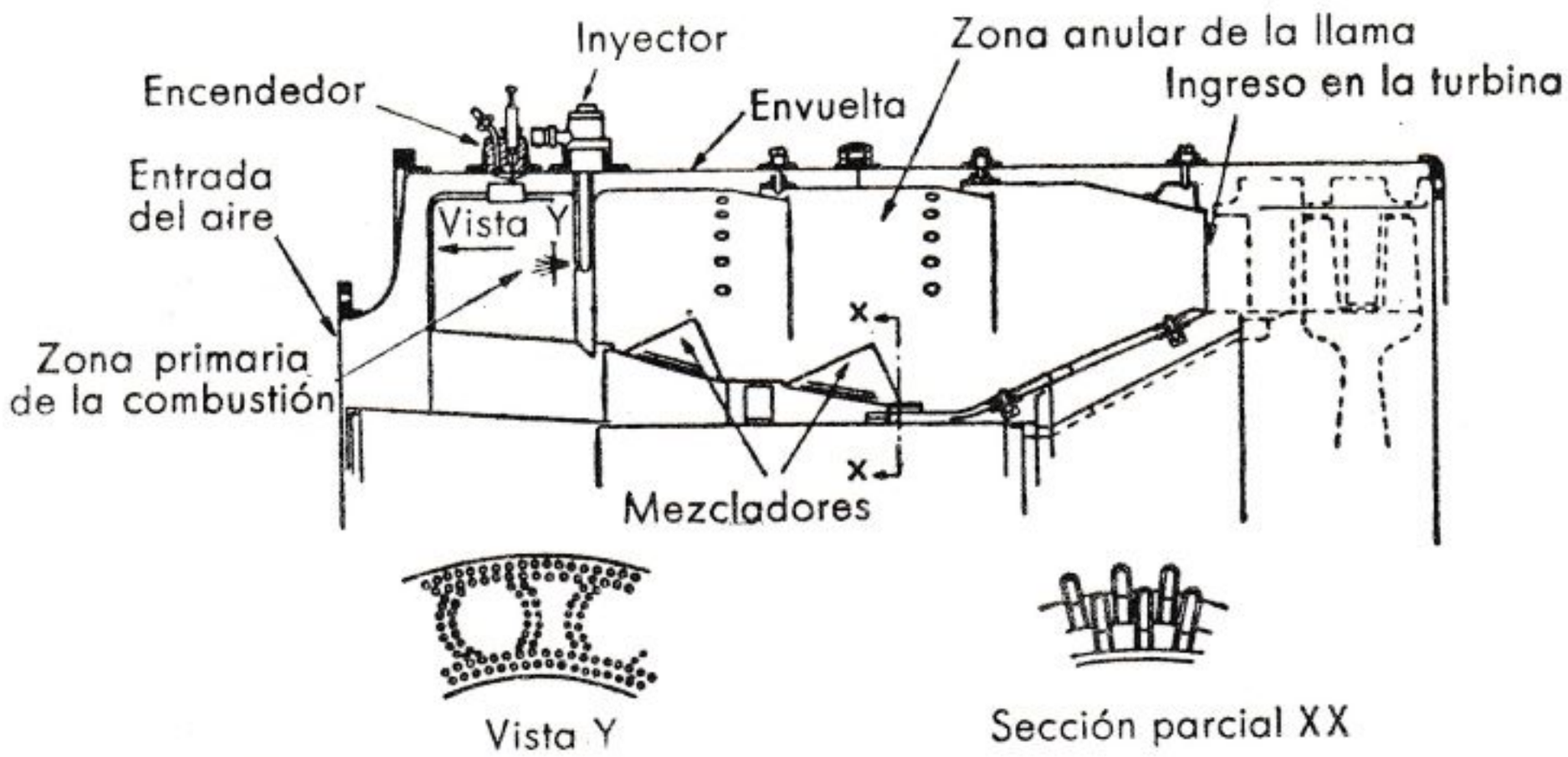


FIG. 526. — Esquema de una cámara de combustión anular.

Prácticamente es imposible lograr que la combustión sea completa, por lo que no se desarrolla todo el calor que podría dar el combustible. La relación entre el calor efectivamente desarrollado y el máximo que podría desarrollarse se llama *rendimiento de la combustión* y actualmente oscila alrededor de 0,95.

Otra pérdida importante que se verifica en la cámara de combustión es la pérdida de presión debida a las resistencias pasivas en su interior. Las numerosas desviaciones sufridas por el aire y la turbulencia necesaria para mezclar eficazmente las diversas corrientes de gas, conducen a una reducción del 3÷6 % de la presión a la entrada.

XXXI. 4. Sistema de alimentación del combustible

El problema de alimentación del combustible es uno de los más serios que se encuentran al proyectar la turbina de gas, ya que hay que procurar tener siempre una buena combustión y, por tanto, una buena pulverización con caudales de combustible inyectado notablemente variables. Después de diversos ensayos se ha llegado para la inyección líquida al pulverizador de reflujo, uno de cuyos tipos está representado esquemáticamente en la figura 527.

El combustible bajo presión es suministrado al conducto *A* y entra en la cámara V a través de los orificios tangenciales *T* que le imprimen un movimiento vertiginoso. Una parte del combustible sale pulverizado por la tobera U a la cámara de combustión, mientras que la parte restante vuelve al depósito pasando a través de los orificios *R*. En general, el caudal que llega al inyector es constante y las variaciones del caudal del combustible inyectado se efectúan variando el caudal de reflujo mediante una válvula intercalada en el conducto de retorno al depósito.

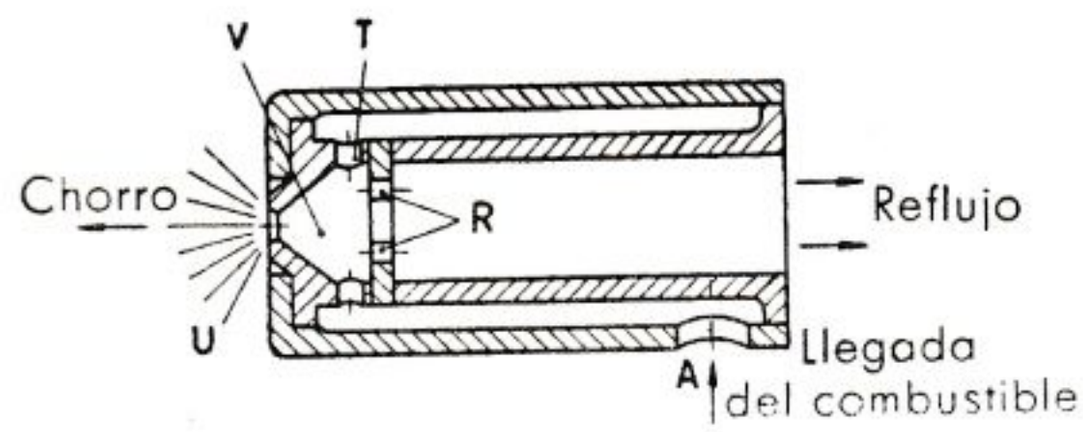


FIG. 527. — Pulverizador de reflujo.

Para regular el comportamiento de la turbina de gas, en general, se interviene sobre la cantidad de combustible inyectado y por ello los sistemas de alimentación comprenden dispositivos que actúan como reguladores y pueden tener las siguientes funciones:

1.º Regular la velocidad de rotación.

2.º Limitar la velocidad de rotación.

3.º Limitar la temperatura del gas en la entrada de la turbina.

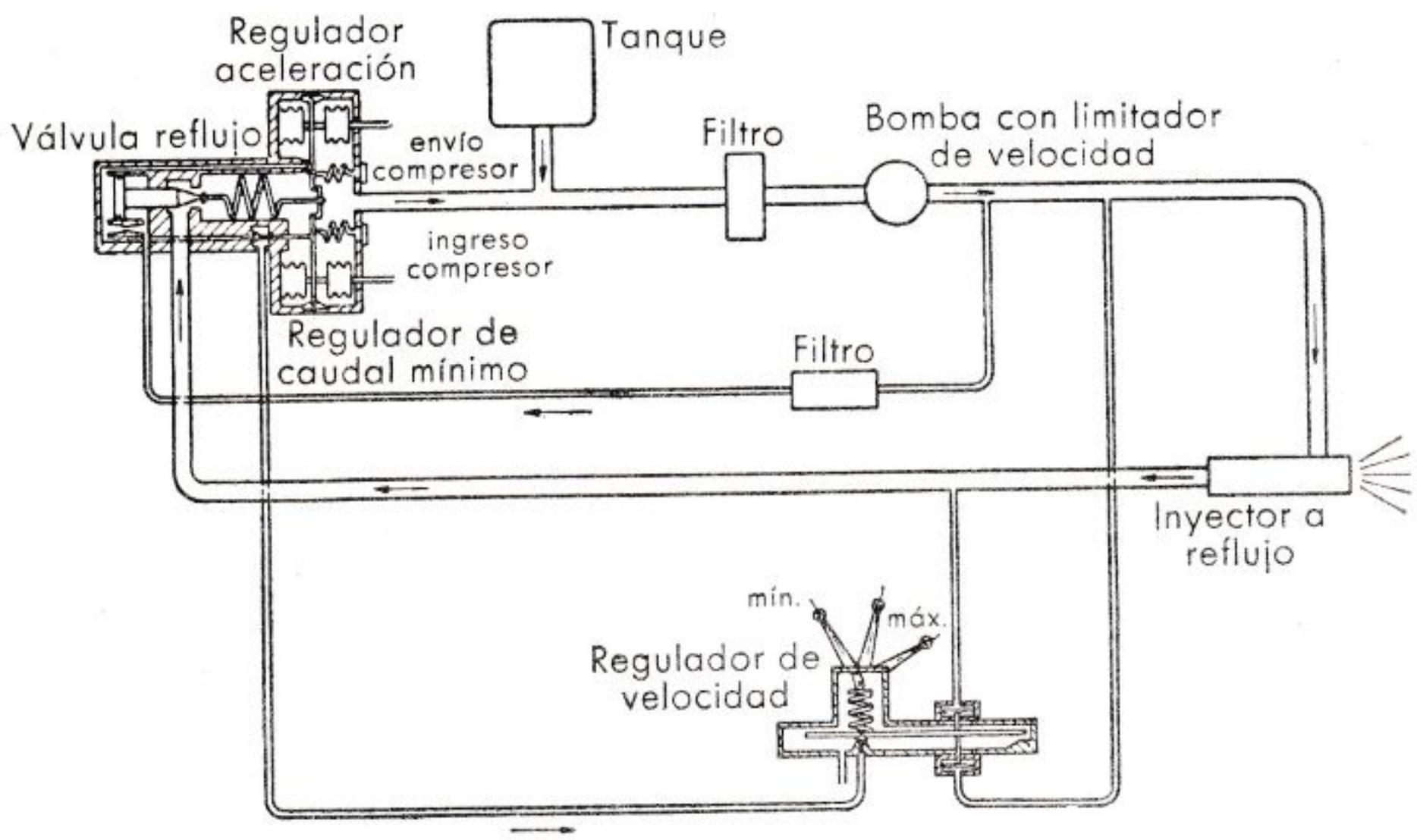


FIG. 528. — Esquema del sistema de alimentación de una turbina de gas.

La necesidad de regular la velocidad es evidente cuando la máquina arrastrada por la turbina de gas debe tener una velocidad de rotación constante, como en el caso de los alternadores. La limitación de la velo-

cidad máxima es necesaria en casi todas las turbinas de gas, puesto que, dados los regímenes ya elevados, basta una pequeña variación de carga para llevar los rotores a velocidad peligrosa. Por último, la limitación de la temperatura es particularmente útil en la fase de aceleración, durante las cuales una acción demasiado rápida sobre el acelerador podría provocar temperaturas excesivas.

Para la regulación y la limitación de la velocidad, en la mayoría de los casos se recurre a órganos directamente sensibles a ella, mientras que para la limitación de temperatura normalmente se emplean sistemas indirectos. Estos sistemas limitan la temperatura al limitar la relación combustible/aire, es decir, regulando el caudal de combustible inyectado en función del caudal de aire. Este último se valora mediante la medida de la presión a la entrada y a la salida del compresor.

En la figura 528 está reproducido el sistema de alimentación Dowty.

XXXI. 5. La turbina

La turbina propiamente dicha puede ser del tipo *axial* o *radial*.

La turbina axial está constituida, en su forma elemental, por un distribuidor D y un rotor G (fig. 529). Los gases calientes entran en D con una cierta velocidad y salen desviados con una velocidad mucho más alta. La energía cinética así obtenida y la que se obtiene en el pasaje sucesivo a través del rotor es cedida bajo forma de energía mecánica al mismo rotor.

Las turbinas axiales se pueden dividir en dos grupos: *turbinas de acción* y *turbinas de reacción*. En las primeras toda la energía de presión disponible en el gas se transforma en energía cinética en el distribuidor; en las segundas, que son las más difundidas en el caso aeronáutico, la transformación tiene lugar parte en el distribuidor y parte en el rotor.

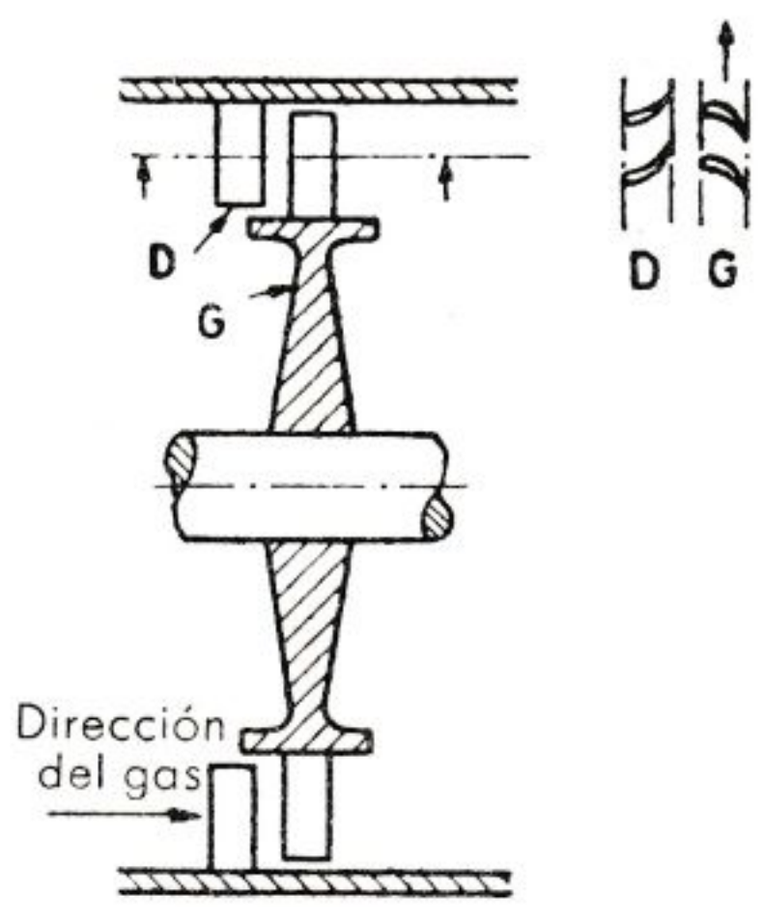


FIG. 529. — Turbina elemental.

El gas entra en el distribuidor con una velocidad v_1 y una inclinación α_1 (fig. 530), y sale con una velocidad v_2 y una inclinación α_2. Al ingreso en el rotor la velocidad relativa w_2 y el ángulo β_2 resultan de la diferencia de los vectores correspondientes a v_2 y c (velocidad periférica del rotor). A través del rotor se tiene una nueva desviación que hace variar el ángulo relativo de β_2 a β_3 y la velocidad de w_2 a w_3. Sumando vectorialmente c y w_3 se obtiene la velocidad absoluta del flujo v_3 y la dirección del gas α_3.

La caída térmica en un salto está ligada a la velocidad del gas por la relación:

$$\frac{\Delta h}{A} = \frac{c}{g}\left(v_{t2} - v_{t3}\right) = \frac{c}{g}\left(w_{t2} - w_{t3}\right)$$

donde también en este caso, los índices t son para las componentes tangenciales y los signos son positivos en el sentido de c.

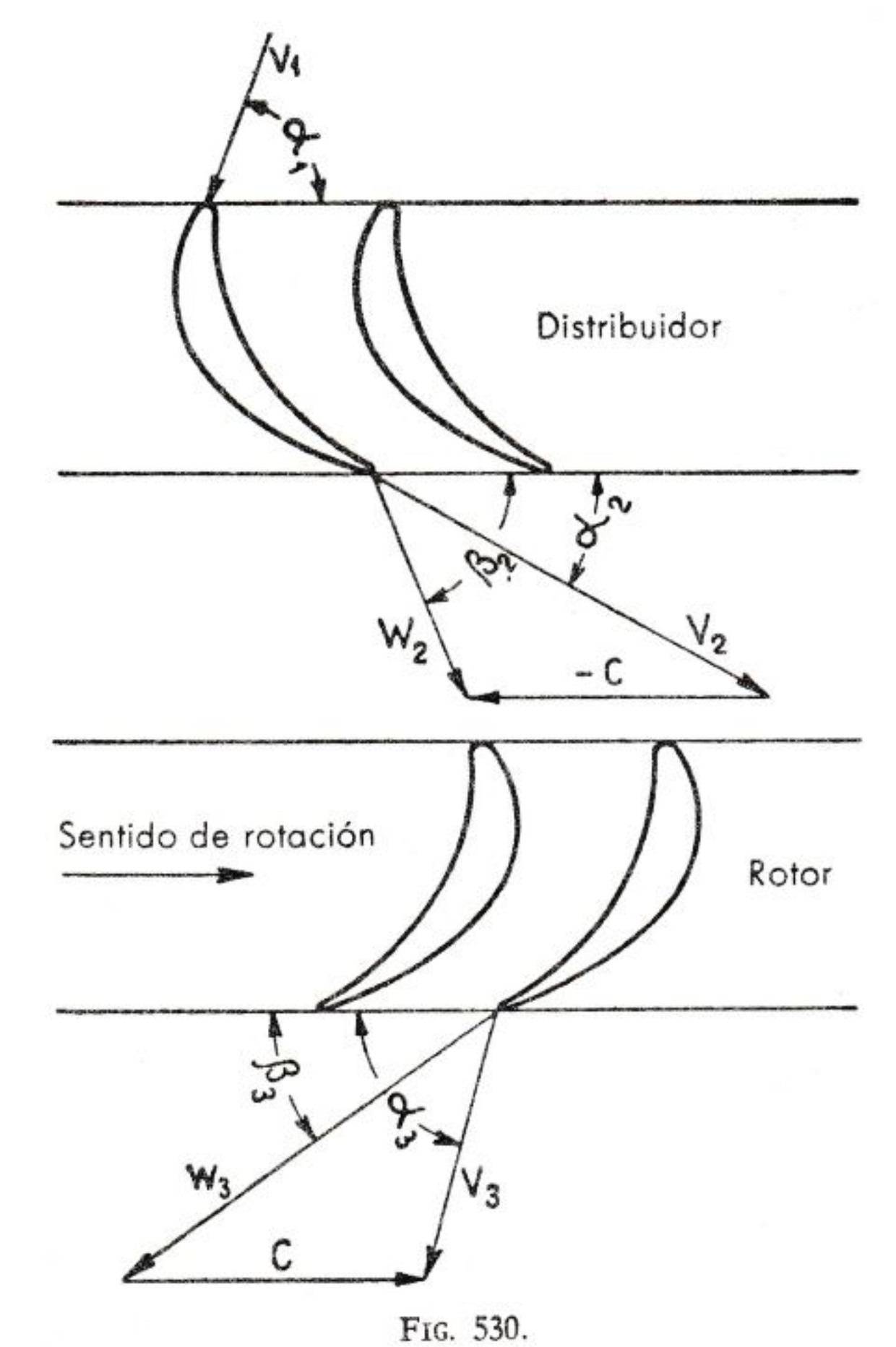


FIG. 530.

Los ángulos α_1 y β_2 son iguales o mayores, respectivamente, a α_2 y β_3. En el primer distribuidor de cada turbina el ángulo α_1 es de 90° porque el gas llega con una dirección axial. Después del último rotor en las condiciones de óptimo funcionamiento, también el ángulo α_3 es de 90° porque la eventual energía cinética tangencial sería completamente perdida con daño del rendimiento.

En la figura 531 se muestra el rotor de una turbina para turborreactor. Las paletas del rotor están normalmente dotadas de una fuerte ve-

locidad periférica y, por tanto, están sujetas a elevadas fuerzas centrífugas; por ello, para no comprometer su capacidad de resistencia, como ya se ha dicho, es necesario limitar considerablemente la temperatura del

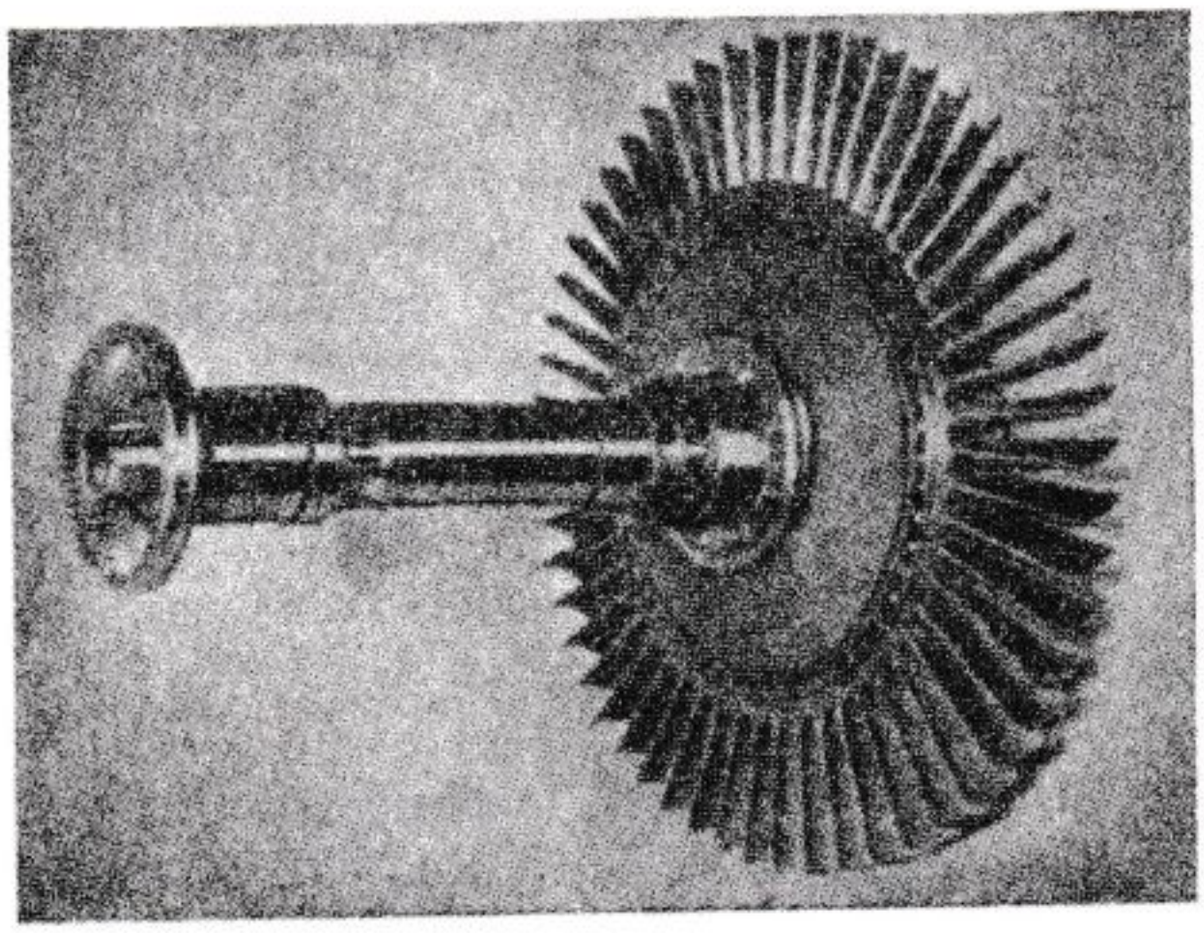
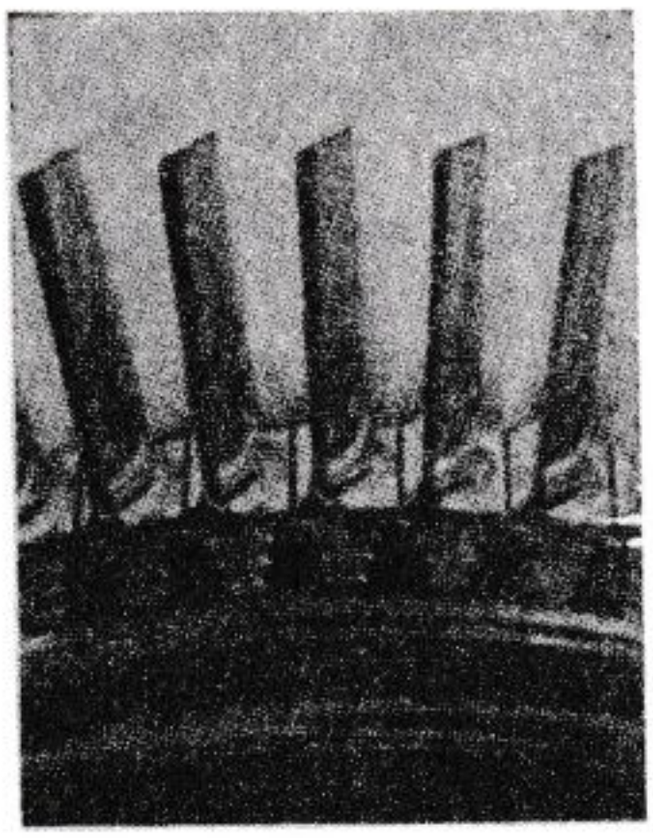


FIG. 531. — Rotor de una turbina.

gas que lo envuelve. Con los materiales actuales se admiten temperaturas máximas de 850° C.

Además del problema de la resistencia termomecánica del material, está el de la construcción de las paletas y el de su fijación al disco. Las



a

b

FIG. 532. — Ejemplos de fijación de las paletas al disco de la turbina: *a*, perfil de abeto; *b*, de bulbo.

primeras paletas estaban enteramente maquinadas a la fresa y rectificadas; actualmente se han desarrollado procedimientos que permiten un sensible ahorro de tiempo y trabajo. Entre los nuevos procedimien-

tos son dignos de mención el de la microfusión y el fundido de precisión, con los cuales se obtienen paletas que requieren para su acabado sólo simples trabajos y un pulimento superficial.

Por lo que respecta a su fijación la solución más difundida es la de encastre con perfil de abeto (fig. 532 *a*), mientras que en la fase de desarrollo se fijaron por soldadura.

En las turbomáquinas que trabajan con pequeños caudales de aire, tiene aplicación también la turbina de flujo radial centrípeta, la cual en este caso puede presentar, a igualdad de trabajo, un rendimiento más favorable que la turbina axial. Constructivamente análoga al compresor centrífugo, está hecha con materiales resistentes al calor y es recorrida por el gas en sentido inverso, es decir, de la periferia hacia el centro.

XXXI. 6. Intercambiador de calor

Comúnmente en los turbomotores la temperatura del gas a la salida de la turbina es mayor que la del aire a la salida del compresor; por esta razón se presenta la posibilidad de interponer un intercambiador que produzca un calentamiento del aire dirigido a la cámara de combustión a expensas del calor contenido en los gases de escape, y reduzca en consecuencia la cantidad de combustible que debe ser inyectado. Esta recuperación de calor no es completamente gratuita por cuanto la interposición de un órgano que permita el paso de calor entre las dos corrientes fluidas provoca ciertamente pérdidas de presión a expensas del trabajo útil obtenible en el ciclo.

La eficiencia del intercambiador está medida por la relación entre el calor efectivamente transmitido y el idealmente transmisible; en las mejores realizaciones actuales alcanza el 70 %.

En la construcción de los intercambiadores se sigue hoy día dos direcciones: el intercambiador fijo y el intercambiador rotativo regenerativo. El primero es similar a los normales radiadores: en él las dos corrientes, caliente y fría, están separadas por paredes conductoras a través de las cuales tiene lugar directamente el intercambio de calor. El segundo está constituido de una «matriz» rotativa, formada generalmente de heces de laminillas o hilos delgados, la cual en su movimiento pasa continuamente del gas caliente al gas frío, cediendo al segundo el calor recibido del primero. También se están estudiando matrices en material cerámico.

XXXI. 7. Los materiales

Las altas temperaturas y las altas solicitaciones que se alcanzan en la turbina de gas dan una notable importancia al problema de los materiales. Las temperaturas deben ser de altas en la cámara de combus-

tión y, por tanto, en la turbina, para tener un buen rendimiento térmico; las solicitaciones son altas por ser alta la velocidad angular de los rotores y porque es necesario reducir al mínimo el peso y el volumen, especialmente en la construcción aeronáutica.

El material que mayormente limita el desarrollo de la turbina de gas es el de las paletas. Estas paletas están rodeadas por una corriente de gas muy caliente y solicitadas por elevadas fuerzas centrífugas. En estas condiciones no interesa la carga de rotura, como ocurre normalmente, sino la resistencia la fluencia del material. Cuando los materiales son llevados a una temperatura de algunas centenas de grados y sometidos a una solicitación, muy inferior a la de rotura inmediata, se deforman con continuidad en el sentido de la solicitación. La rotura definitiva ocurre sólo después de una deformación límite que se alcanza en un período de tiempo dependiente de la temperatura y de la solicitación.

Antes de aparecer la turbina de gas sólo se disponía de pocas aleaciones dotadas de buena resistencia a la fluencia, pero aún insuficiente; por ello ha sido necesario un intenso trabajo de investigación que ha conducido ya a buenos resultados.

Una aleación muy usada para las paletas es el «Nimonic 80», que contiene aproximadamente el 80 % de níquel y el 20 % de cromo; su composición exacta es la siguiente: carbono, 0,1 %; silicio, 1,0; manganeso, 1,0; hierro, 5,0; cromo, 19÷22; titanio, 1,5÷3; aluminio, 0,5÷1,5, el resto de níquel. Esta aleación se emplea esencialmente para las paletas maquinadas con fresa. Cuando las paletas se obtienen por fundición de precisión se emplea una aleación a base de cobalto, cromo y molibdeno llamada «Vitallium». Con las dos aleaciones citadas, en las aplicaciones aeronáuticas, donde se consideran duraciones de motor relativamente cortas, es posible alcanzar temperaturas máximas de 850° C con solicitaciones a la tracción de 25 kg/mm². Para las paletas del distribuidor, que sufren solamente la acción de la temperatura, se usa la aleación «Nimonic 75» análoga al «Nimonic 80».

Para el disco de la turbina que se encuentra a temperatura inferior y está menos solicitado, se usa normalmente la aleación «G 18 B», que tiene aproximadamente la siguiente composición en tanto por ciento: carbono, 0,4; níquel, 13,5; cromo, 13,5; tungsteno, 2,5; molibdeno, 2,0; cobalto, 10,0; niobio y tantalio, 2,8. Para los tubos de llama en la cámara de combustión, donde se requiere una elevada resistencia a los efectos térmicos y a la corrosión, se usa el «Nimonic 80» mientras que la envuelta exterior se construye en plancha de acero común.

En los compresores no existe la acción de la temperatura; empleando aleaciones ligeras es posible reducir sensiblemente las solicitaciones. Solamente cuando se tienen relaciones de compresión elvadas, con fuertes aumentos de temperatura, se recurre a los aceros aleados. Esto sucede especialmente en los compresores axiales.

Hay que tener en cuenta, tanto para la turbina como para el compresor, que cuando las paletas del rotor pasan en correspondencia con las del distribuidor o del difusor, se generan impulsos que provocan vibraciones, las cuales pueden tener efectos dañosos cuando se alcanza la resonancia. Este fenómeno es muy importante en los compresores, mientras que en la turbina es casi eliminado haciendo que el número de las paletas del distribuidor y el de las correspondientes al rotor sean primos entre sí. Las vibraciones de las paletas exigen que el material empleado en la construcción del compresor tenga una buena resistencia a la fatiga, es decir, una buena resistencia a las solicitaciones alternas.

XXXI. 8. Órganos auxiliares

Los principales órganos auxiliares son el motor de arranque y el encendedor.

El motor de arranque debe imprimir al rotor del compresor una rotación correspondiente a una suficiente relación de compresión. La velocidad angular que se alcanza antes que la mototurbina pueda arrancar es el $10 \div 30$ %, aproximadamente, de la velocidad máxima. Como los rozamientos que se oponen al movimiento del rotor son de pequeña cuantía, es posible el uso de motores de arranque de potencia relativamente baja; así, para los turburreactores bastan potencias de unos 10 CV. El tipo de motor de arranque más usado es el eléctrico, que normalmente viene acoplado en la parte anterior del motor. En algunos casos ha sido también empleado un pequeño motor de carburación unido al rotor de la turbina sólo durante la fase de arranque; también se usan pequeñas turbinas de gas.

El encendedor es un órgano situado en el interior de la cámara de combustión que sirve para encender la llama en la fase de arranque: Para encender la llama sería suficiente una bujía normal en la proximidad del inyector principal, pero en la práctica esta solución tan simple no es posible porque la bujía se encontraría sometida a la acción de la llama y tendría una duración muy breve. En general se remedia este inconveniente poniendo inclinado respecto al inyector principal, fuera del tubo de llama, un inyector auxiliar accionado electromagnéticamente y una bujía de chispa. Cuando el motor ha alcanzado por medio del motor de arranque una velocidad angular oportuna, entra en función el inyector auxiliar cuyo chorro de combustible, encendido por la bujía, incide en la zona del chorro del inyector principal que recibe ya el combustible de la bomba, siempre unida al motor.

Como la chispa de una bujía normal puede ser llevada por la corriente de aire que la envuelve, sobre todo en los turborreactores durante el encedido en vuelo, se tiende ahora a emplear la bujía de descarga superficial porque no presenta este inconveniente y hace también

superfluo el inyector auxiliar; la bujía tiene los electrodos separados por el aislante de porcelana sobre el cual tiene lugar la chispa. El circuito eléctrico está esquematizado en la figura 533.

El primario del transformador está alimentado por un generador de corriente alterna de baja tensión; del secundario sale la corriente de alta tensión que después de rectificada pasa a cargar el condensador. El circuito de descarga, en el cual está intercalada la bujía, está controlado por una válvula thyratrom en la que la rotura del dieléctrico tiene lugar aproximadamente a 2.000 voltios.

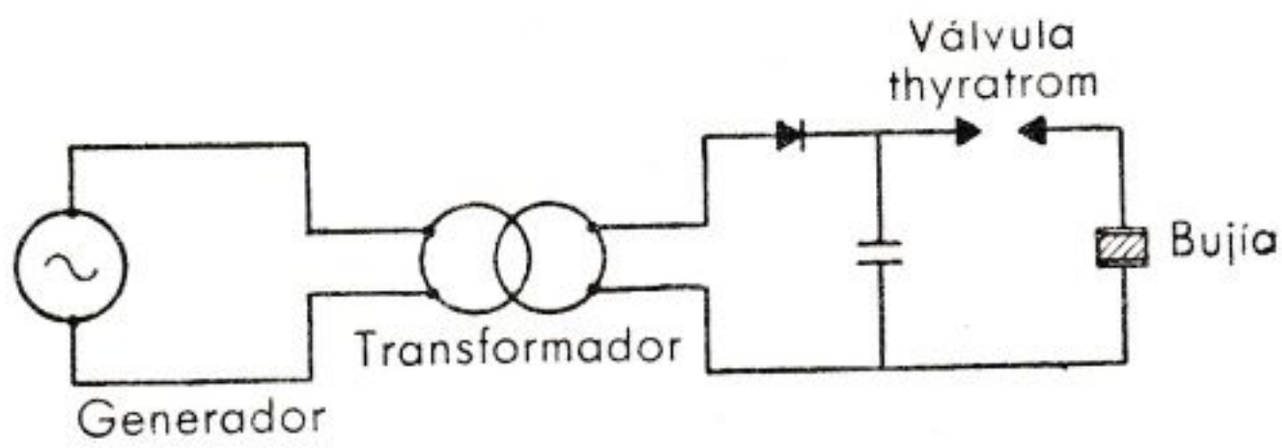


FIG. 533. — Esquema de circuito eléctrico de la bujía de descarga superficial.

En la cámara de combustión anular es suficiente que la llama se encienda en un punto, porque se propaga inmediatamente a todos los inyectores y por esto basta un solo encendedor. Cuando las cámaras son tubulares y, por tanto, separadas, se llega a las mismas condiciones de la cámara anular uniendo circunferencialmente las diversas cámaras mediante pequeños conductos tubulares puestos en correspondencia con la zona del inyector principal. La llama puede propagarse de una cámara a todas las demás y, por tanto, también en este caso es suficiente un solo encendedor. En la práctica, por razones de seguridad, en lugar de un solo encendedor se montan dos en cámaras diametralmente opuestas. Los conductos de unión tienen también por objeto mantener la misma presión en todas las cámaras.

Entre los demás órganos auxiliares hay que nombrar la bomba de alimentación de aceite lubricante similar a la empleada en los otros motores. Como quiera que no hay partes deslizantes y los cojinetes son limitados, la cantidad de aceite en circulación es pequeña y el consumo específico de unos $1 \div 5$ g/kg h.

CAPÍTULO XXXII

APLICACIONES DE LAS TURBOMÁQUINAS

XXXII. 1. La turbina de gas como unidad motriz terrestre y marítima

La afirmación de la turbina de gas como propulsor para aviones rápidos, llevada a cabo en corto tiempo sobre todo para satisfacer a exigencias militares, ha permitido obtener una gran cantidad de experiencias, especialmente de carácter fluidodinámico y metalúrgico, las cuales han permitido efectuar el estudio y la realización de unidades motrices capaces de sustituir en ciertas aplicaciones terrestres el motor alternativo de combustión interna y la turbina de vapor. Los diversos tipos desarrollados se pueden distinguir a *groso modo* en turbomotores *lentos* de gran potencia y *rápidos* de pequeña potencia. Los primeros compiten con los motores Diesel lentos y con las turbinas de vapor en instalaciones estacionarias para la producción de energía eléctrica, así como en instalaciones navales. En estas instalaciones la limitación del peso y dimensiones no es fundamental, mientras que, por el contrario, es importante la economía de funcionamiento, por ello el ciclo termodinámico de la turbina de gas ha sido complicado con la introducción de refrigeraciones intermedias en la compresión, de combustiones repetidas entre sucesivas expansiones, intercambios de calor entre gas de combustión y aire comprimido. Estas modificaciones, que contribuyen al aumento del rendimiento térmico del ciclo en unión del notable progreso alcanzado en el estudio de la aerodinámica de la máquina, han conducido a una rápida afirmación del nuevo tipo de motor.

En la figura 534 se muestra uno de los tantos esquemas adoptados en las instalaciones de gran potencia para la producción de energía eléctrica. La turbina de gas está dividida en dos grupos mecánicamente independientes, uno de baja y otro de alta presión, de los cuales sólo el segundo produce potencia útil; se han adoptado todos los recursos para elevar el rendimiento térmico de la turbomáquina, que puede alcanzar en este caso el 30 %.

Los turbomotores rápidos de pequeña potencia tienen las mismas perspectivas de empleo tanto para la tracción por carretera como para las aplicaciones industriales de diverso género. Aunque superan decidi-

damente a los motores alternativos de EB y Diesel rápidos en cuanto a potencia desarrollada por unidad de peso, su empleo es todavía limitado a causa del consumo específico, por ahora notablemente elevado (500 g/CV h). Los ejemplares realizados presentan varias características comunes, cuando la simplicidad del ciclo termodinámico y el elevado régimen de rotación (30.000÷45.000 r.p.m.). Se diferencian esencialmente en dos categorías según el modo en que es transmitida la potencia útil, es decir, en **turbomotores de dos o más ejes** (o de turbina motriz separada) y **turbomotores de un solo eje.**

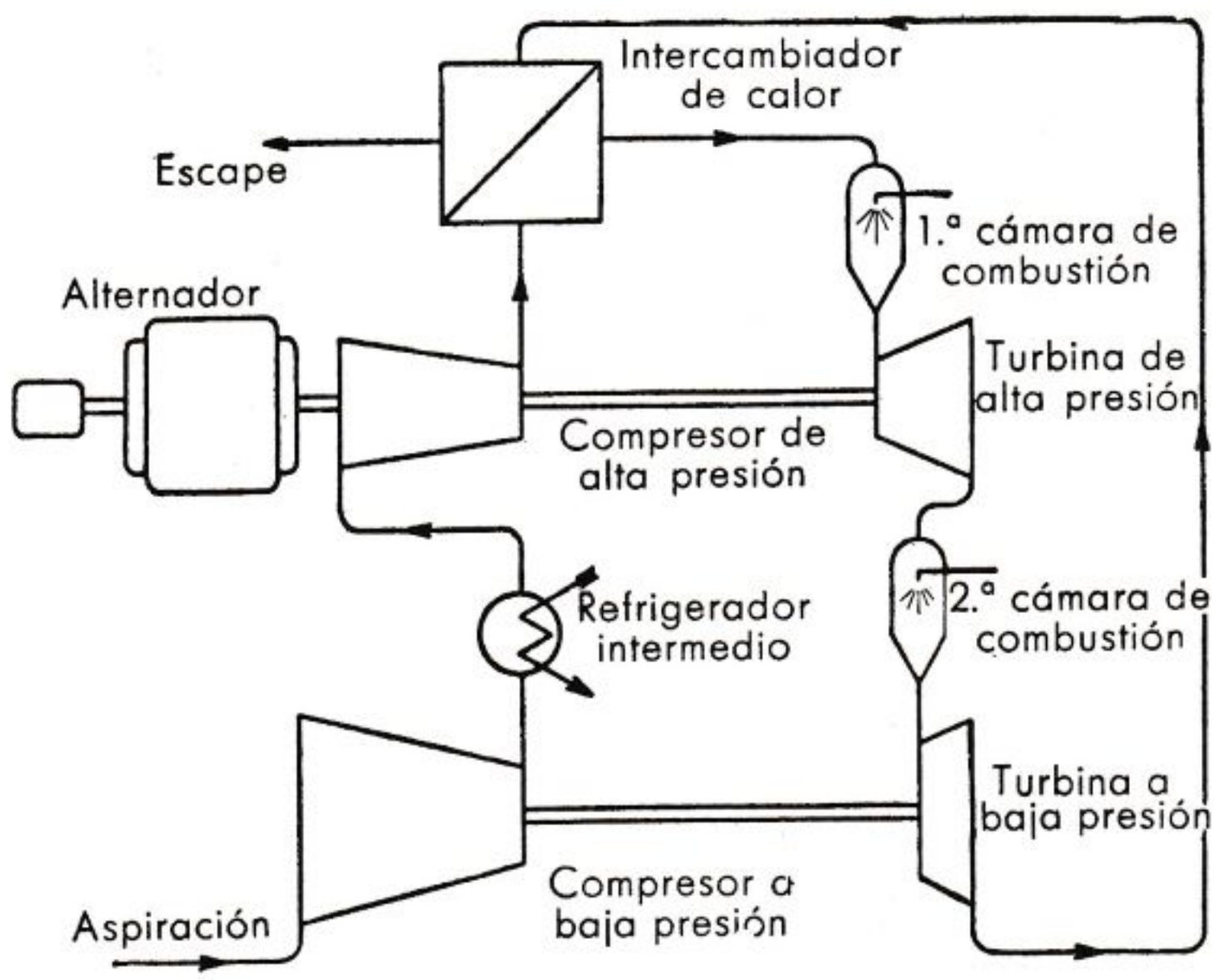


FIG. 534. — Esquema de instalación fija para la producción de energía eléctrica.

En la figura 535 se muestra en su forma más simple dos esquemas de tipos de turbomotores.

El turbomotor de *turbina motriz separada* tiene dos ejes mecánicamente independientes: uno de ellos une el compresor a una o más turbinas, constituyendo con la cámara de combustión el grupo *generador de gas,* el otro transmite a los órganos utilizadores la potencia de una o más turbinas motrices que aprovechan la corriente de gas suministrada por el generador. La regulación de la potencia de la turbina motriz se hace variando únicamente la cantidad de combustible introducido en la cámara de combustión. Si esta cantidad se mantiene constante, el grupo generador funciona con temperatura de combustión y velocidad constante, mientras que en el eje de la turbina motriz se puede obtener una variación continua de potencia y del par correspondiente entre cero y el valor máximo en función del número de revoluciones (figs. 536 y

537). En la figura 536 puede verse que el grupo generador debe de girar a velocidad muy elevada aun en el funcionamiento a potencia reducida. Las curvas del par motor (fig. 537) demuestran que los valores del par para los diversos grados de alimentación del gas, es decir, para los diversos regímenes del generador, aumentan al disminuir el régimen de la turbina motriz. En el punto fijo, o sea cuando la turbina motriz está

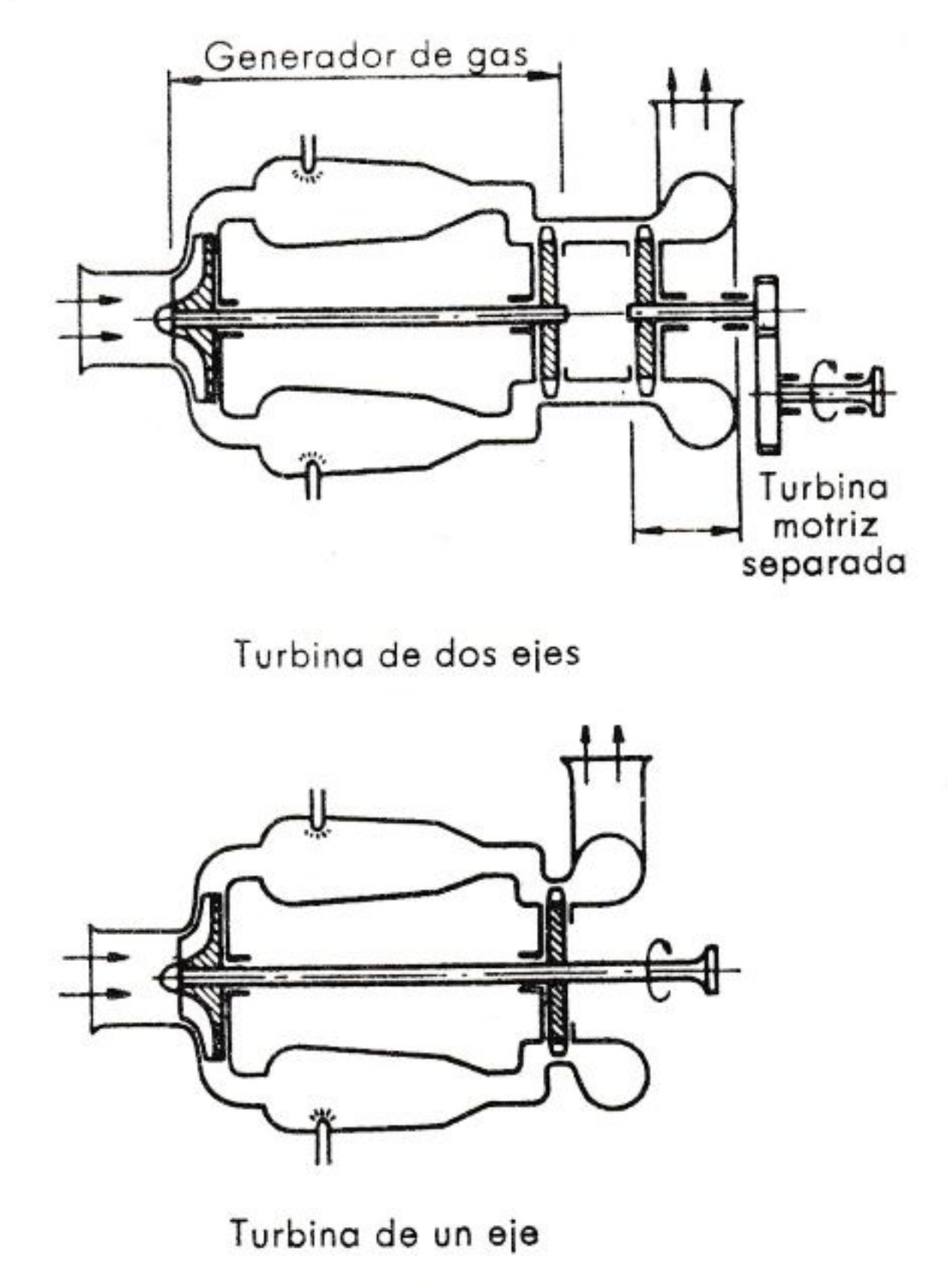


FIG. 535.

frenada hasta el punto de mantenerse parada mientras el generador de gas funciona, el par asume valores que son dos o tres veces superiores de los correspondientes a la velocidad de máxima potencia.

El *turbomotor de un solo eje* es constructivamente más simple, por cuanto su único eje une el compresor con la turbina y transmite la potencia motriz. La regulación es, sin embargo, más compleja, puesto que la temperatura de combustión depende, además de la cantidad de combustible introducido, también de las condiciones de utilización. Admitiendo una regulación que mantenga constante la temperatura del gas a su entrada en la turbina, el par motor y, por tanto, la potencia, resulta

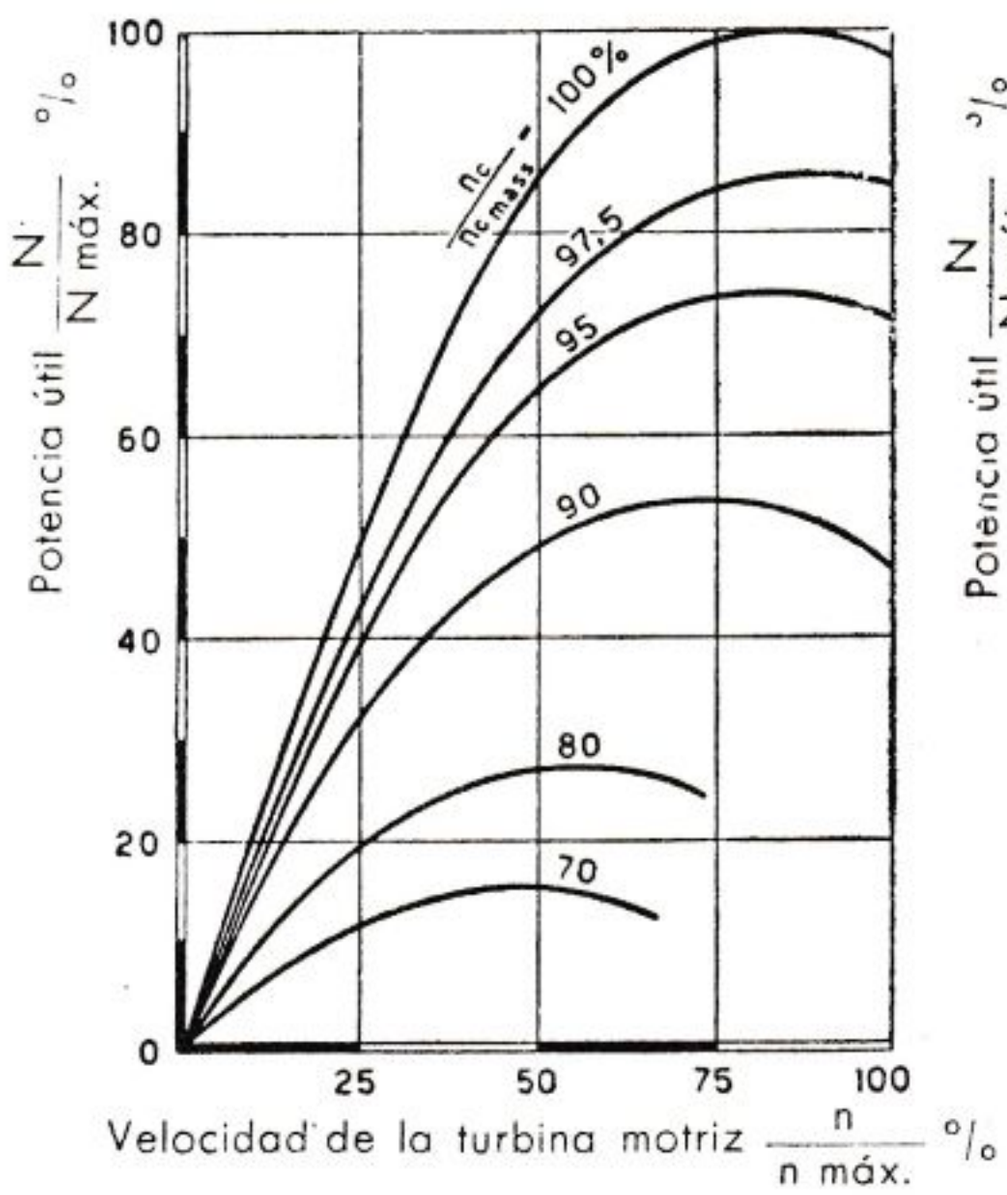


FIG. 536. — Curvas de potencia de un turbomotor de dos ejes a varias velocidades $n_c/n_{c\,max}$ *del compresor.*

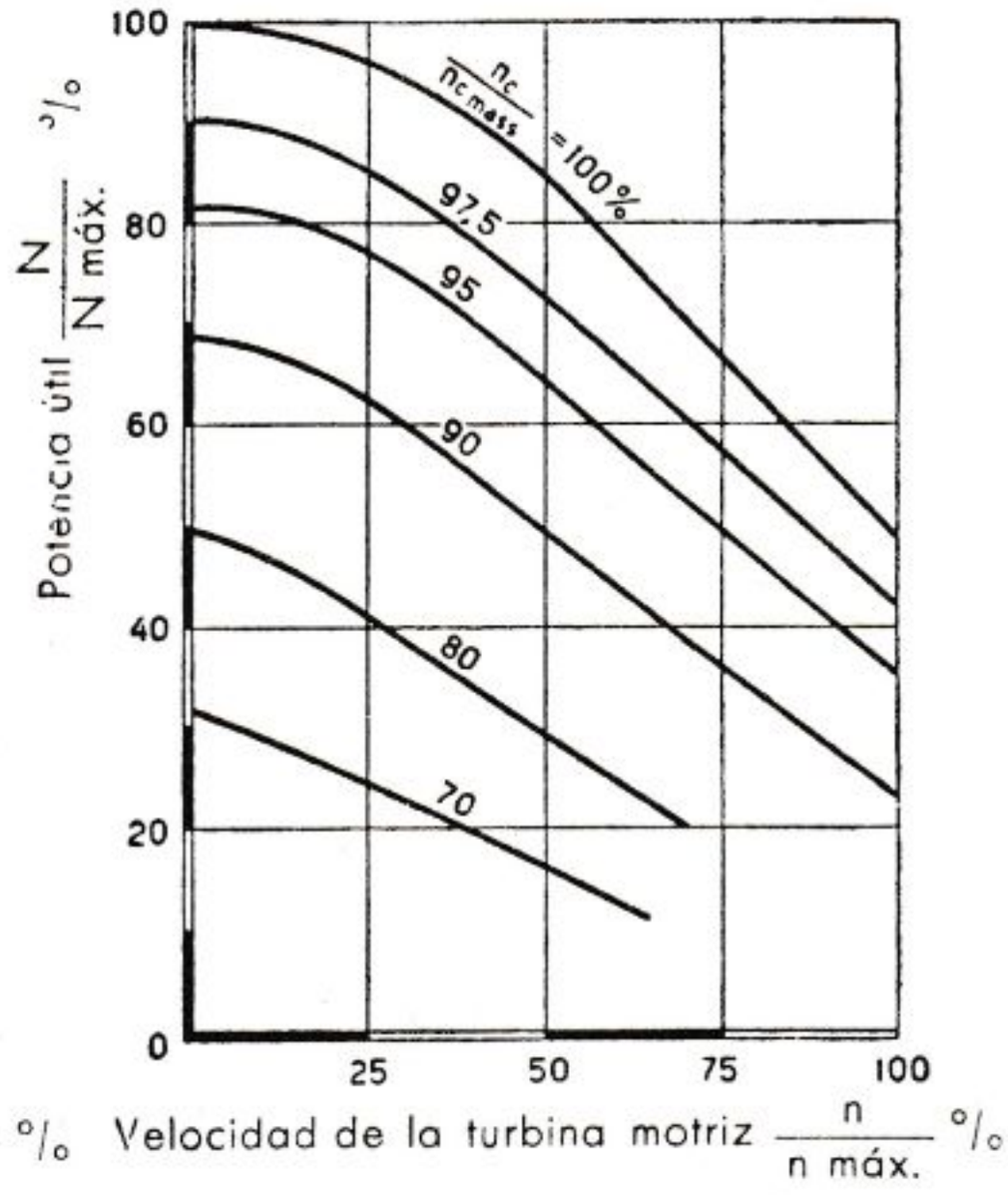


FIG. 537. — Curvas del par de un turbomotor de dos ejes a varias velocidades $n_c/n_{c\,max}$ del compresor.

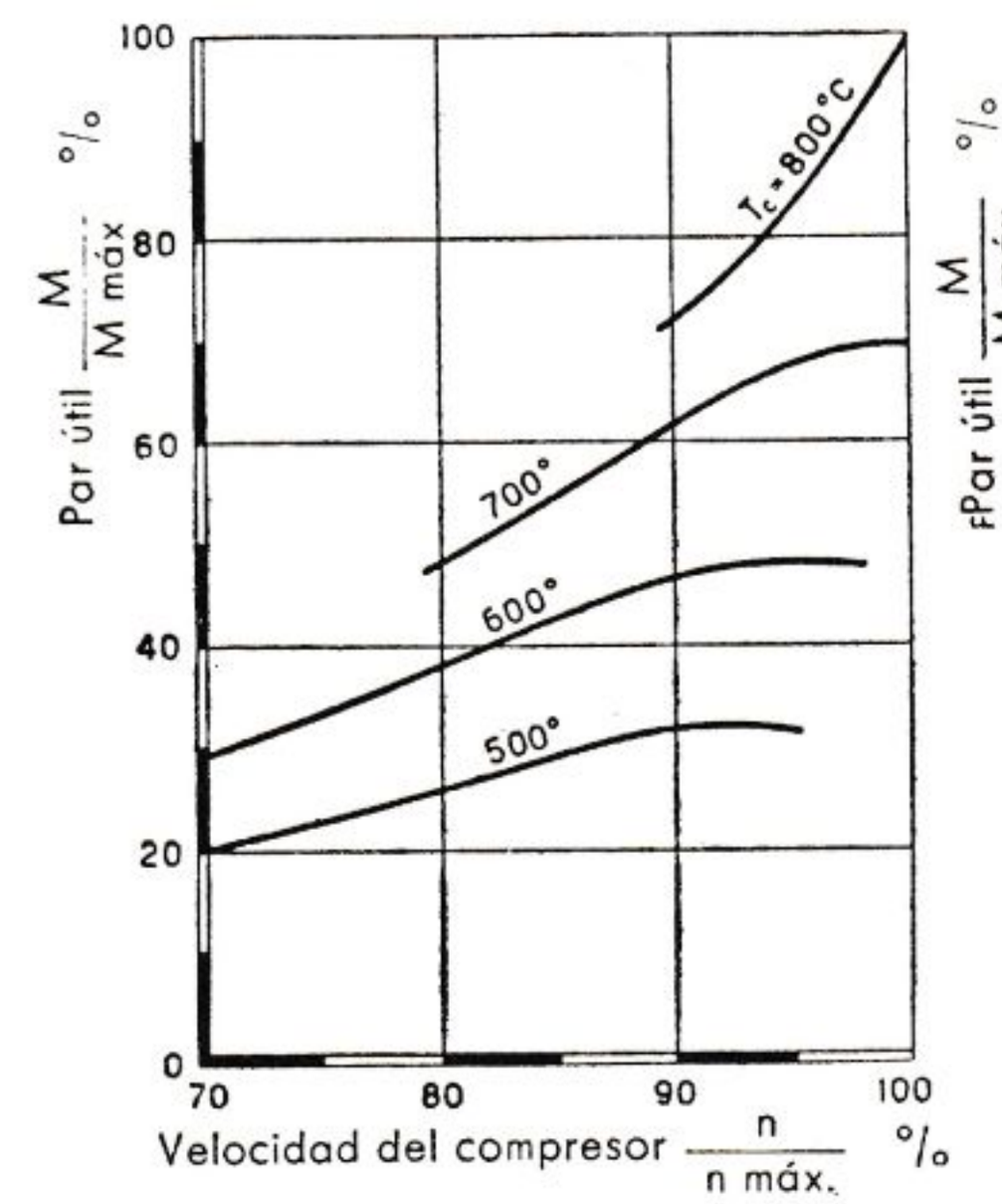


FIG. 538. — Curvas del par de un motor de un eje a varias temperaturas T_c de combustión

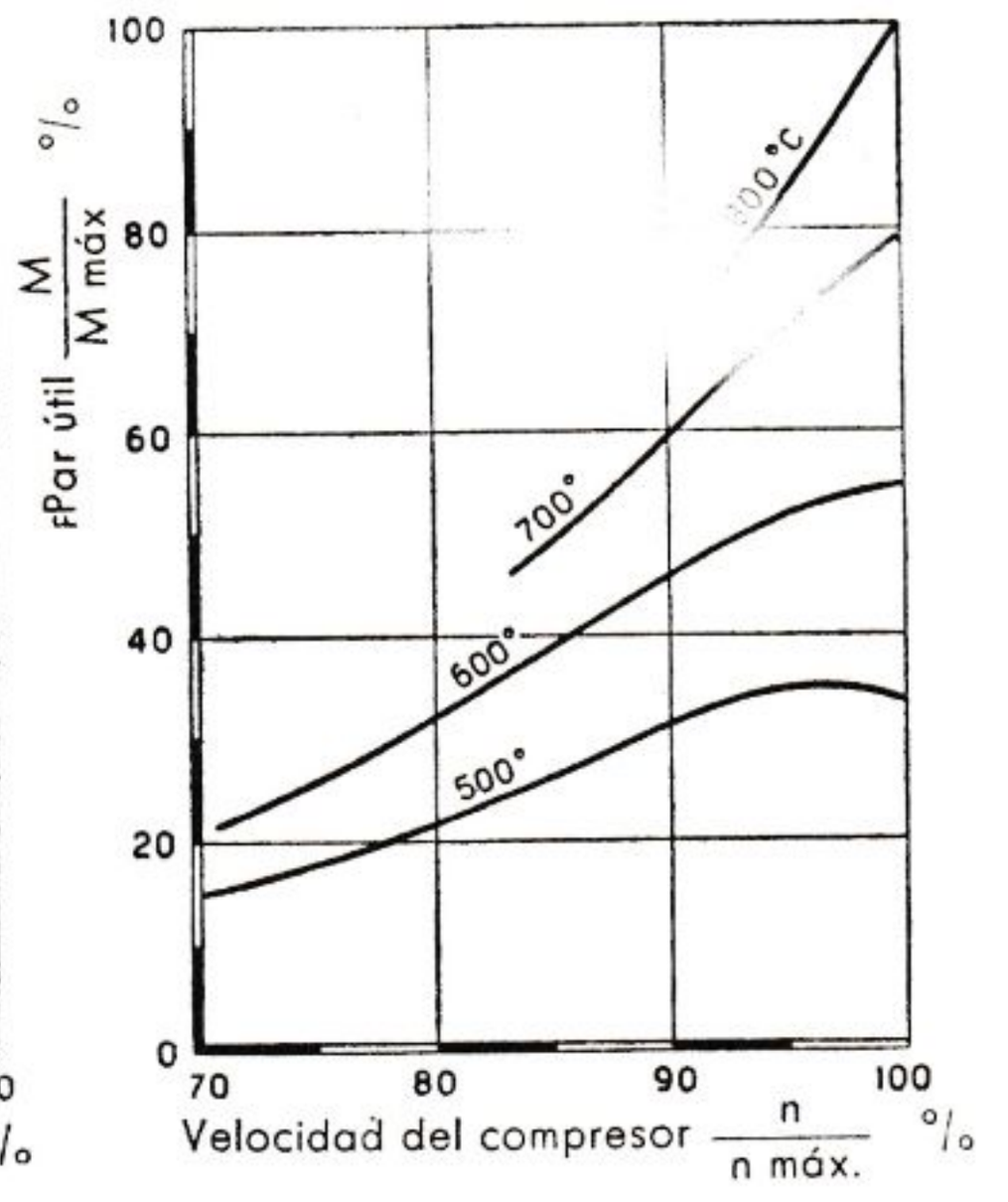


FIG. 539. — Curvas de potencia de un turbomotor de un eje a varias temperaturas T_c de combustión.

notablemente creciente con el número de revoluciones del motor (figuras 538 y 539).

Para la autotracción es preferible, por tanto, el motor de turbina motriz separada, porque la curva del par motor es favorable y permite la posibilidad de reducir al mínimo las exigencias de cambio de velo-

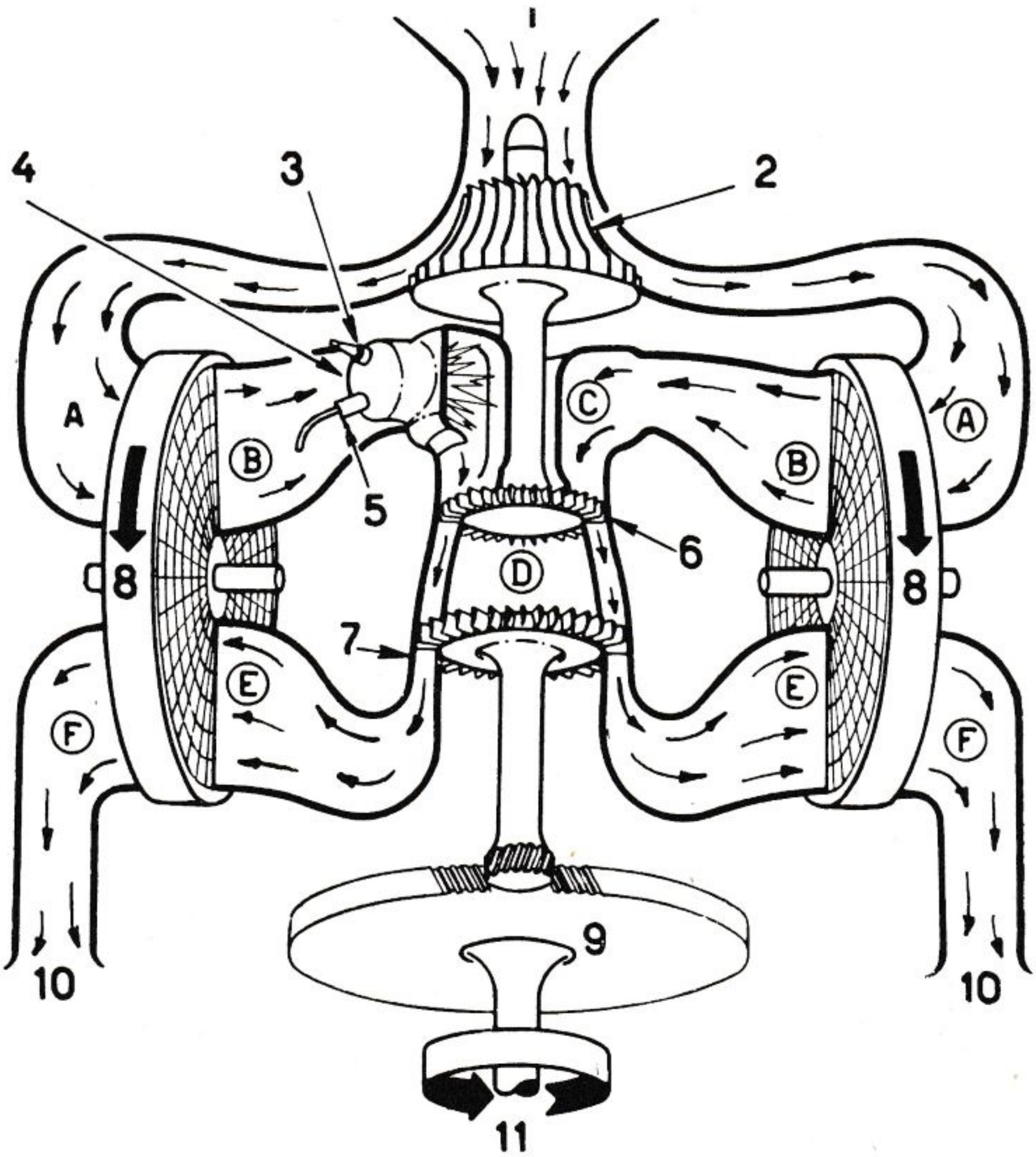


FIG. 540. — Esquema del flujo del gas y relativos saltos de temperatura en el motor de turbina Chrysler.

1, Toma de aire. — 2, Compresor. — 3, Conducto de encendido. — 4, Cámara de combustión. — 5, Inyector del combustible. — 6, Turbina del compresor. — 7, Turbina de potencia. — 8, Recuperadores-cambiadores de calor. — 9, Grupo reductor de revoluciones. — 10, Conductos de descarga. — 11, Eje motriz.

A, A la salida del compresor 220° C aproximadamente. — *B*, Después del tambor recuperador 825° C aproximadamente. — *C*, En la cámara anular 930° C aproximadamente. — *D*, A la turbina de potencia 750° C aproximadamente. — *E*, Antes del tambor recuperador 650° C aproximadamente. — *F*, Después del tambor recuperador 280° C aproximadamente.

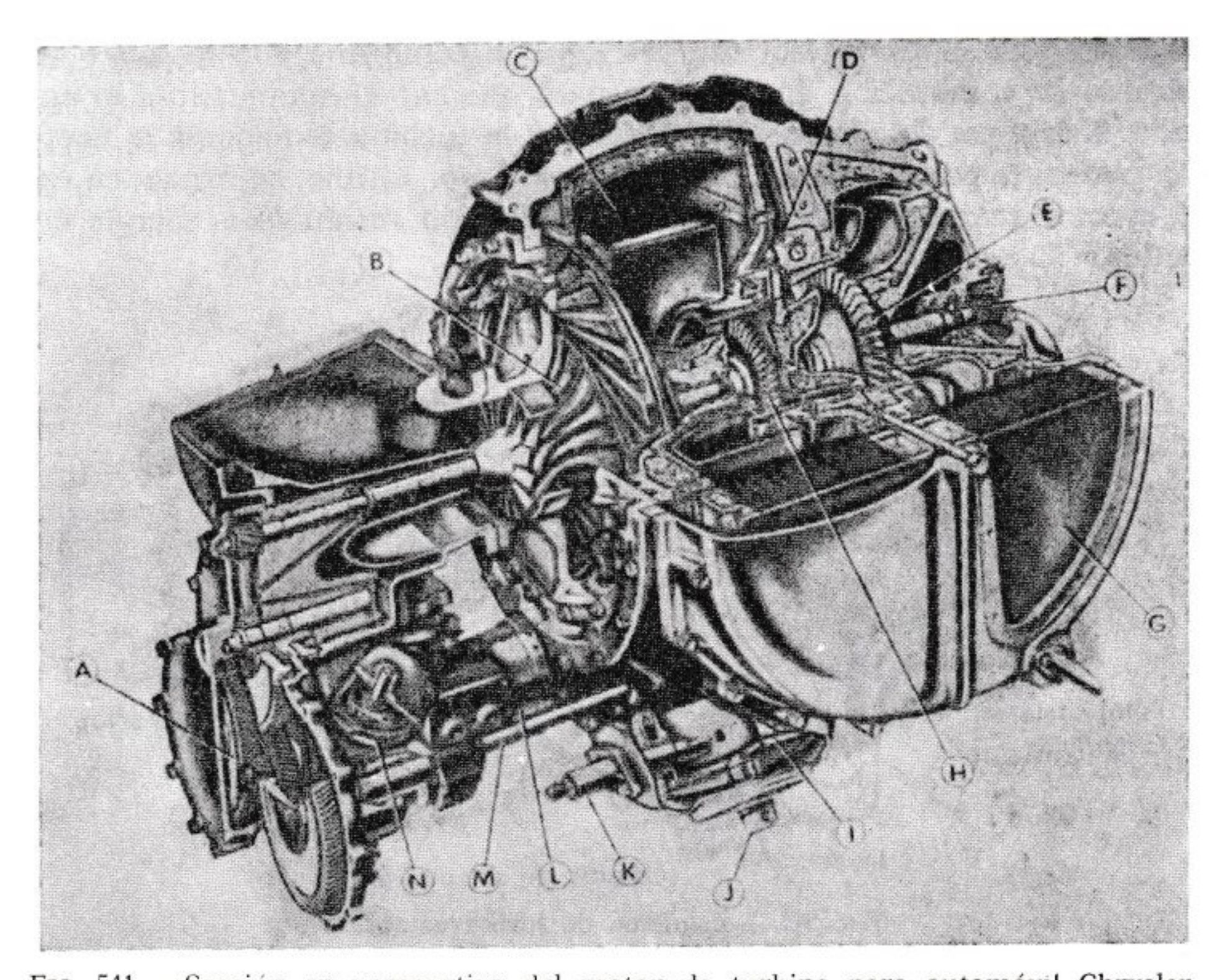


FIG. 541. — Sección en perspectiva del motor de turbina para automóvil Chrysler.

a) Toma de fuerza para mando servicio auxiliares. — *b*) Compresor. — *c*) Rotor del recuperador de calor colocado sobre el lado derecho. — *d*) Anillo dentado para mando distribuidor de paletas con inclinación variable. — *e*) Turbina de potencia. — *f*) Caja del reductor de revoluciones. — *g*) Rotor del recuperador de calor situado en el lado izquierdo. — *h*) Turbina del compresor. — *i*) Cámara de combustión. — *j*) Inyector del combustible. — *k*) Bujía para el arranque. — *l*) Grupo motor de arranque-generador de corriente. — *m*) Eje de accionamiento recuperadores de calor. — *n*) Grupo de encendido-arranque.

cidad. En efecto, entre el generador de gas y la turbina motriz unida a la rueda existe una unión similar a la que se obtiene en los vehículos con motores alternativos y de lóbulos rotativos por medio de un convertidor de par hidráulico.

XXXII. 2. La turbina de combustión interna como motor de reacción. Turborreactores o motores a chorro

En la propulsión de los aviones, la utilización directa del chorro de gas que sale de la turbina de combustión ha permitido alcanzar fácilmente velocidades superiores a las que normalmente se alcanzan con la propulsión de hélice.

El nuevo tipo de motor, llamado turborreactor o motor a chorro, es de construcción y funcionamiento muy simple. El aire se aspira a través de un difusor en el cual se transforma en presión parte de la energía cinética adquirida como consecuencia de la velocidad del avión. Segui-

damente pasa al compresor (fig. 542) que lo comprime y lo manda a la cámara de combustión donde sirve para quemar el combustible inyectado. Aire y gas de combustión atraviesan la turbina cediéndole la energía necesaria para accionar el compresor y, por último, se expanden en el eyector transformando la energía de presión residual en energía cinética.

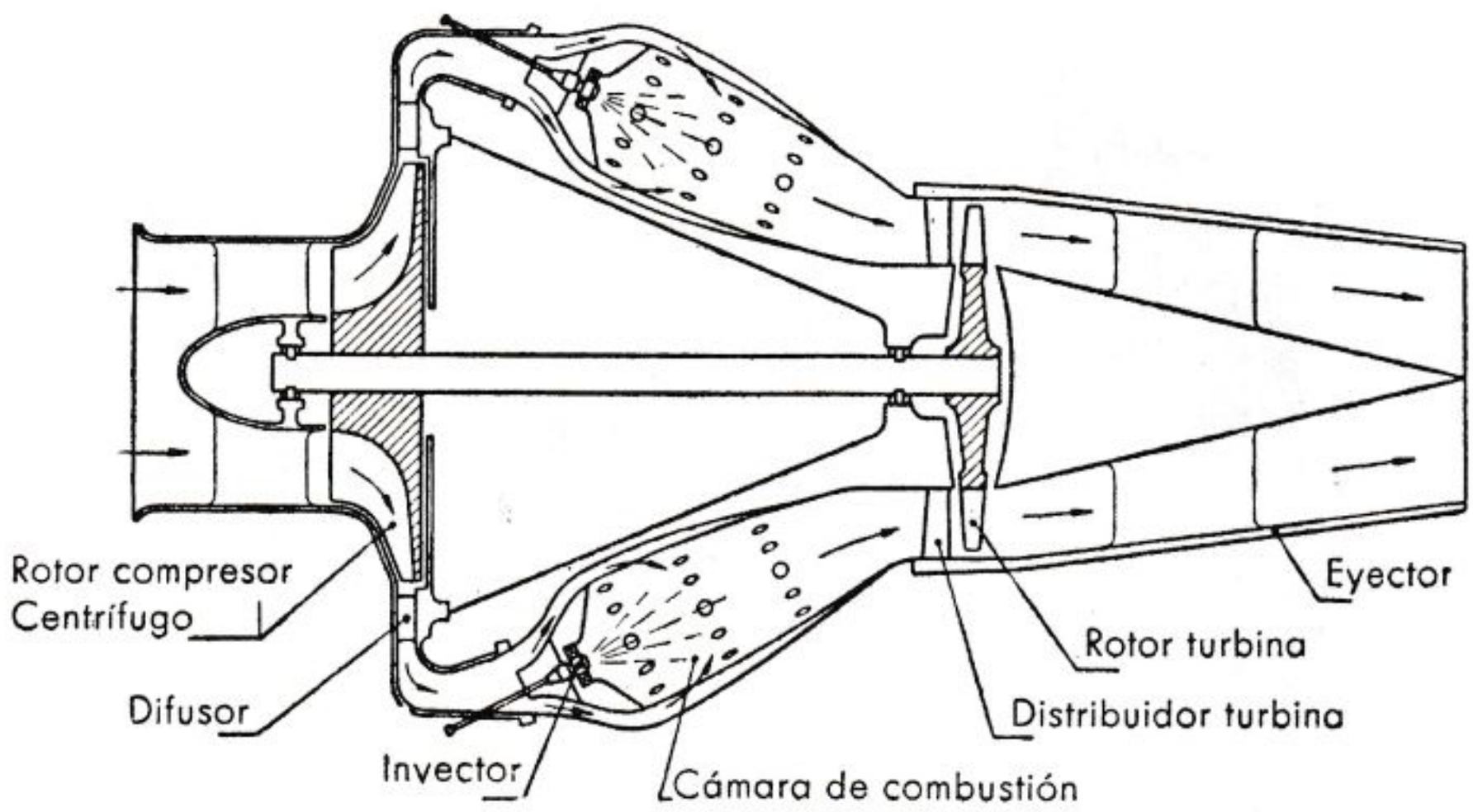


FIG. 542. — Esquema de turborreactor.

En las explicaciones de la forma que se genera el empuje, consideramos, para mayor simplicidad, que el fluido operante en la turbina está formado solamente de aire.

El aire entra en el turborreactor con la velocidad v, y sale del eyector con una velocidad mayor V, ambas contrarias al sentido de avance del avión. Para imprimirle este aumento de velocidad, el turborreactor debe aplicar a la masa un empuje F que puede estar determinado por la igualdad entre impulso y cantidad de movimiento.

Una masa m, que tiene una velocidad inicial v, aumenta su velocidad al valor V, cuando sobre ella se aplica una fuerza F. Si F es constante y se aplica por un período t, debe valer la relación:

$$F\,t = m\,(V - v).$$

En el caso de turborreactor, m es la masa del aire que participa en el ciclo y t es el tiempo empleado para la aceleración de esta masa desde v a V. Llamando $q = gm/t$ el caudal en peso del aire en el turborreactor, se tiene:

$$F = \frac{q}{g}\,(V - v).$$

Al empuje F del turborreactor corresponde una reacción igual y con-

traria que actúa sobre el avión provocándole un desplazamiento hacia delante.

La acción propulsiva del chorro y la de la hélice están basadas en la misma ley física y difieren sólo por la diversidad de las masas m y de la velocidad V. El valor de m para el grupo motor-hélice es relativamente más grande que para el turborreactor, mientras que las velocidades están en relación inversa (fig. 543).

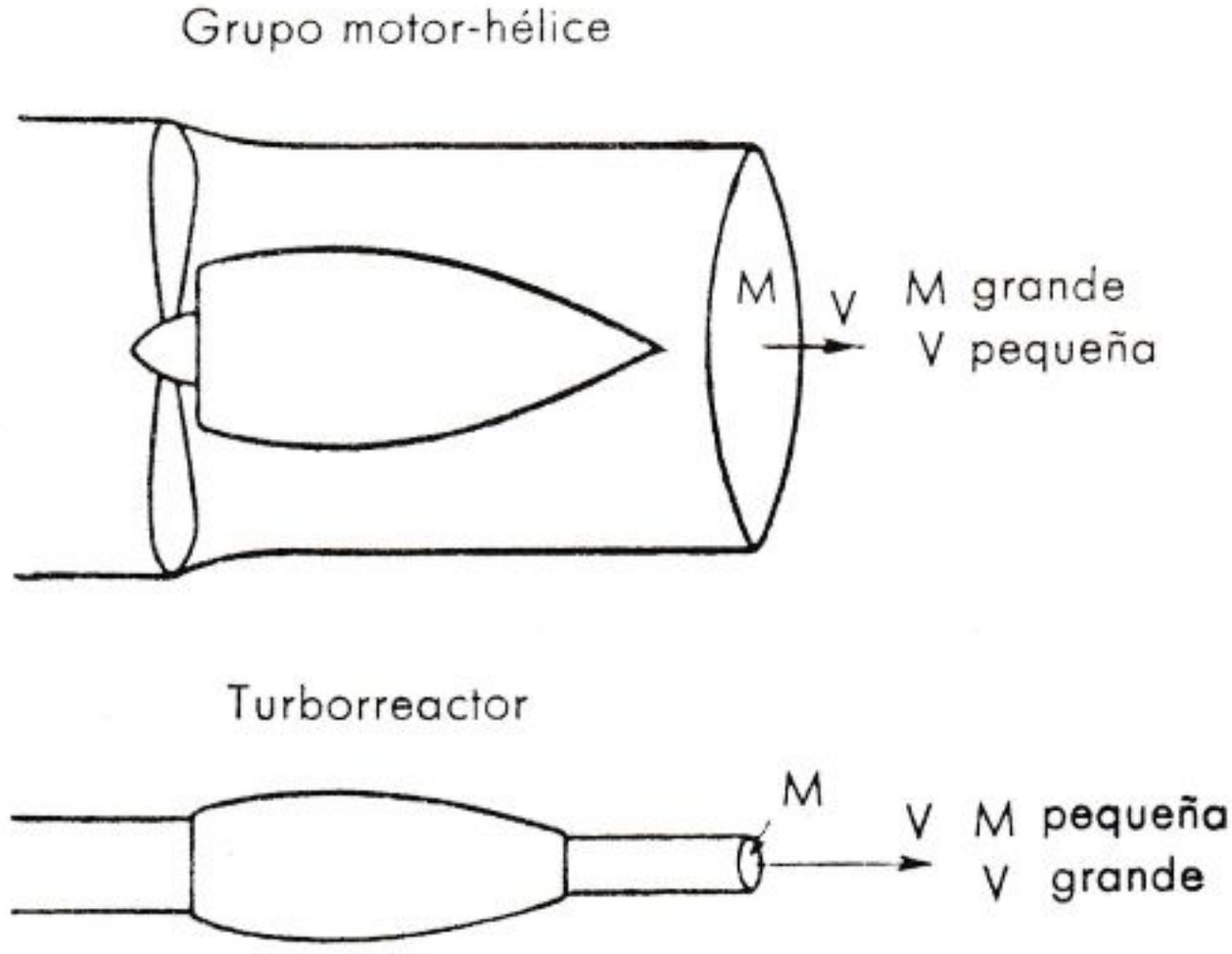


FIG. 543. — Comparación de la acción propulsiva del turborreactor con la hélice.

Mientras que en el grupo motor-hélice sólo la hélice, el eje porta-hélice y sus cojinetes soportan el empuje que se deriva de la aceleración de la masa de aire m, en el turborreactor todos los elementos que lo componen participan a la acción propulsiva. Aplicando las relaciones de la dinámica del gas a cada elemento del turborreactor se encuentra que el empuje total F es la resultante de numerosos empujes actuando sobre tales elementos y que tienen diversas direcciones y sentidos. La acción útil principal es, en su mayor parte, debida a la resultante de las presiones que actúan sobre el difusor y los conductos fijos del compresor.

Entre la velocidad v (km/h) del avión, la velocidad V de salida del gas (km/h), el empuje F (kg) y la correspondiente potencia N_F (CV) desarrollada por el turborreactor existe la siguiente relación:

$$N_F = \frac{1.000\ F \cdot v}{3.600 \times 75} = \frac{F \cdot v}{270} = \frac{q \cdot (V - v) \cdot v}{270\ g}.$$

Esta «potencia de empuje» no es directamente comparable con la útil sobre el eje de un motor alternativo porque el turborreactor es un grupo propulsor completo mientras que el motor alternativo es tal solamente con la ayuda de una hélice. Para la comparación hay que dividir

por el rendimiento de la hélice la potencia útil sobre el eje del motor alternativo.

Un turborreactor que tiene 2.000 kg de empuje montado en un avión dotado de una velocidad de 800 kg/h desarrollará una potencia útil.

$$N = \frac{800 \times 2.000}{270} = 5.920 \text{ CV.}$$

Para tener la misma potencia útil con una hélice de rendimiento igual a 0,75 sería necesario un motor alternativo desarrollando una potencia sobre el eje:

$$N = \frac{5.920}{0,75} = 7.900 \text{ CV.}$$

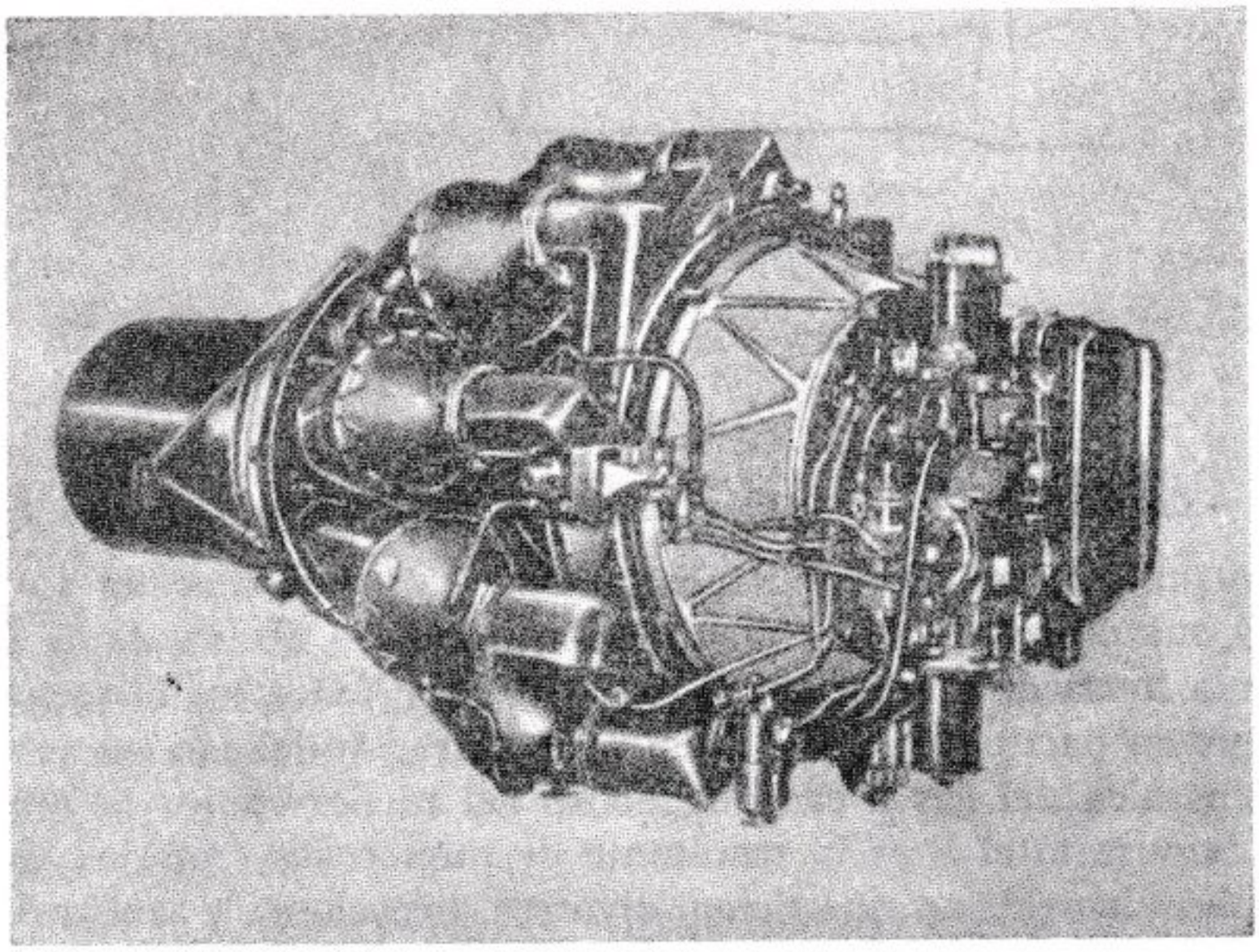


FIG. 544. — Turborreactor Rolls-Royce Derwent.

El rendimiento «propulsivo η_{prop}» de un turborreactor está dado por la relación entre la «potencia de empuje N_F» y la «potencia de propulsión N_{prop}» generada por el turborreactor. Esta última corresponde a la variación de energía cinética que la masa de aire sufre durante su paso por el turborreactor, por lo que el «rendimiento propulsivo η_{prop}» asume la siguiente expresión:

$$\eta_{prop} = \frac{N_F}{N_{prop}} = \frac{\dfrac{q}{75\,g}\,(V - v)\,v}{\dfrac{q}{75\,g}\,\dfrac{V^2 - v^2}{2}} = \frac{2}{1 + \dfrac{V}{v}}$$

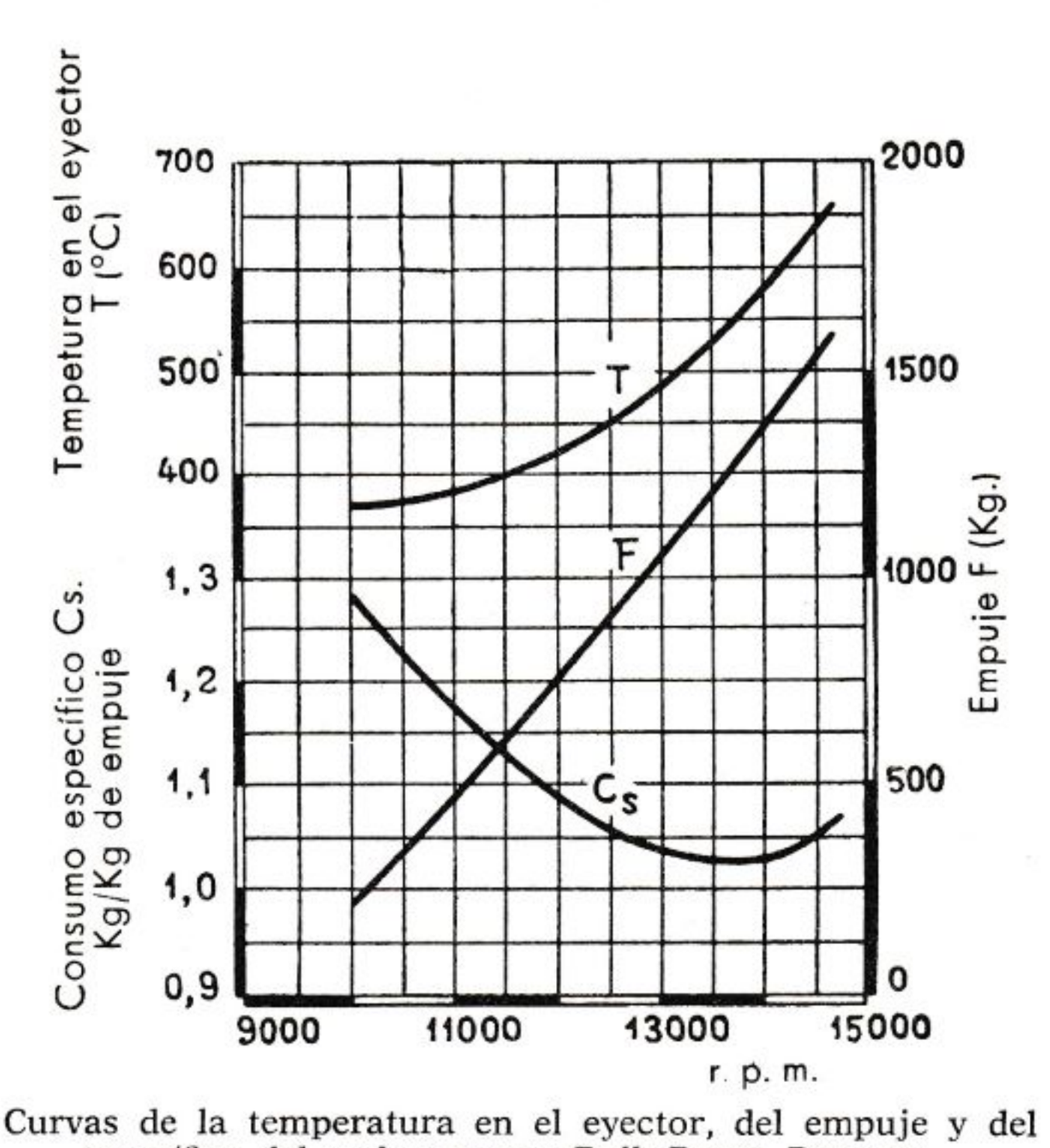


FIG. 545. — Curvas de la temperatura en el eyector, del empuje y del consumo específico del turborreactor Rolls-Royce Derwent.

El rendimiento propulsivo es máximo e igual a 1 cuando $v = V$, pero en estas condiciones el empuje es nulo y no hay acción propulsiva.

La disminución del rendimiento propulsivo al disminuir la velocidad de avance del avión hace que por debajo de una cierta velocidad v, el rendimiento total del turborreactor resulte inferior al del grupo motor alternativo-hélice. Esto explica por qué los turborreactores se emplean sólo para las altas velocidades.

El vuelo a elevada cota es particularmente favorable a la propulsión a reacción porque además de la disminución de la resistencia al avance del avión se tiene una notable mejoría del rendimiento real del ciclo debido a la disminución de la temperatura inicial T_1.

Los diversos turborreactores construidos hasta la fecha difieren entre sí en el tipo de compresor, que puede ser axial, centrífugo o axiocentrífugo, y por la cámara de combustión que puede ser *anular única* o *tubular múltiple.*

En la figura 544 se muestra el motor Rolls-Royce Derwent con compresor centrífugo y cámara tubular. En las figuras 545, 546 y 547 se muestran algunas curvas características de dicho motor en condiciones estáticas. Es de observar que en la figura 545 se ha trazado la curva del consumo específico obtenido al dividir la cantidad total de combustible quemando en una hora por el empuje F del motor. El consumo está, por

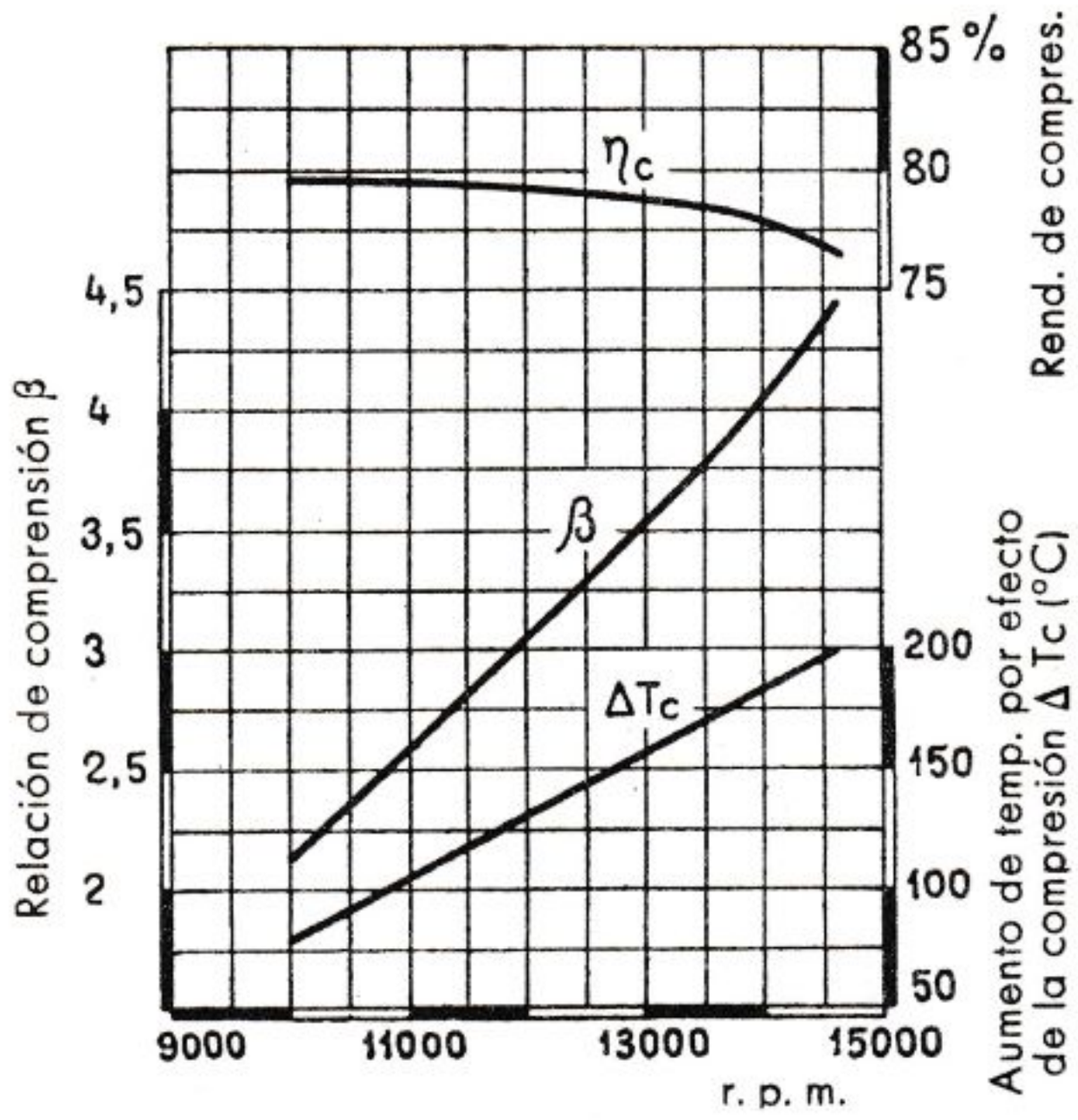


FIG. 546. — Curvas del rendimiento del compresor de la relación de compresión y del aumento de la temperatura en el compresor del turborreactor Rolls-Royce Derwent.

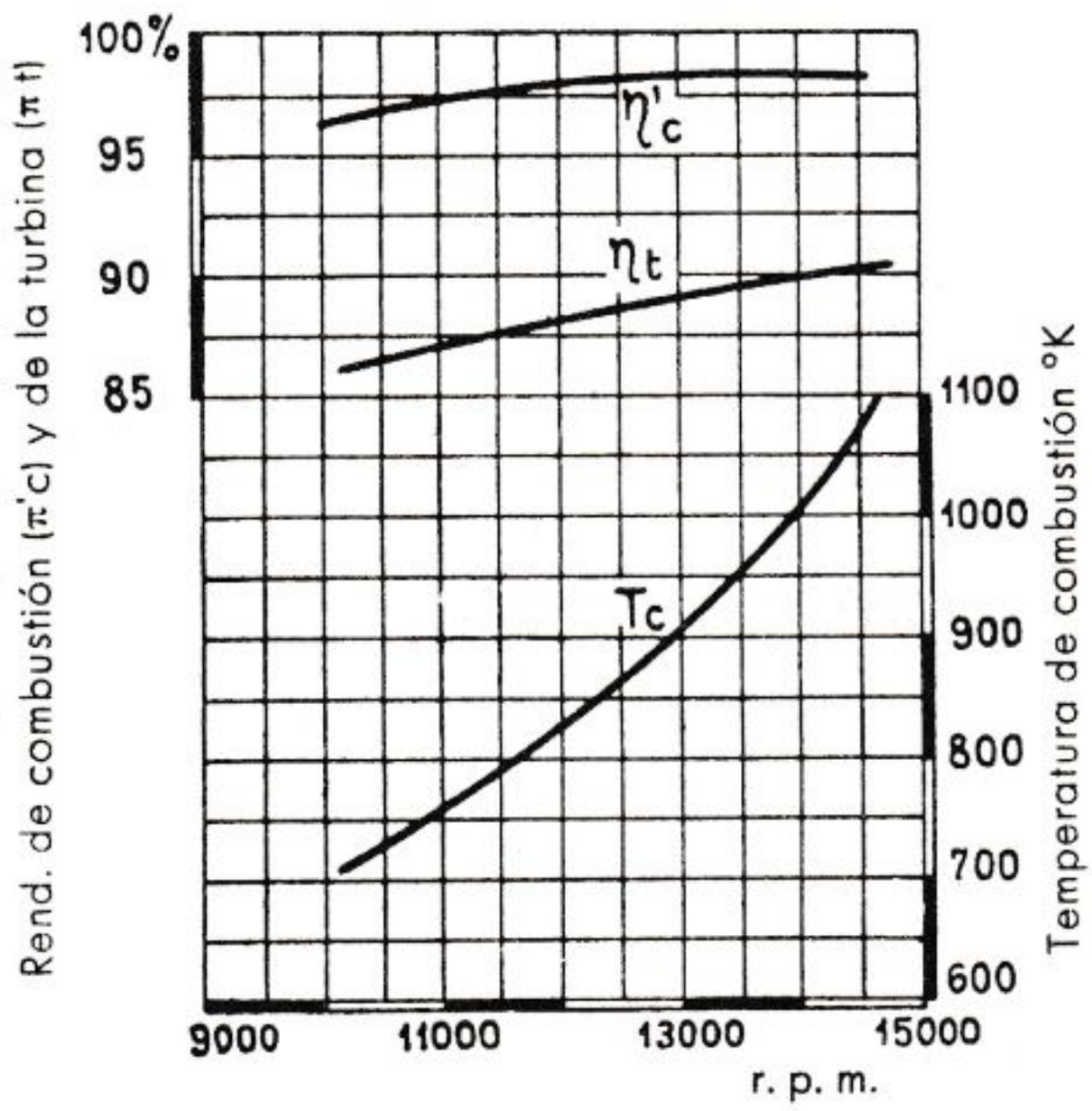


FIG. 547. — Curvas del rendimiento de la combustión, del rendimiento de la turbina y temperatura final de combustión del tuborreactor Rolls-Royce Derwent.

tanto, dado en kg por kg de empuje y por hora, así como en kg por CV hora, porque cuando el avión está parado, la potencia dada por el producto del empuje por la velocidad del avión es nula y el consumo específico referido a la potencia desarrollada sería infinito y no tendría significado.

XXXII. 3. Turborreactor de doble flujo o turboventilador

Cuando se desea aumentar el rendimiento propulsivo del turborreactor, sacrificando algo la simplicidad constructiva, se puede añadir un aumentador de empuje.

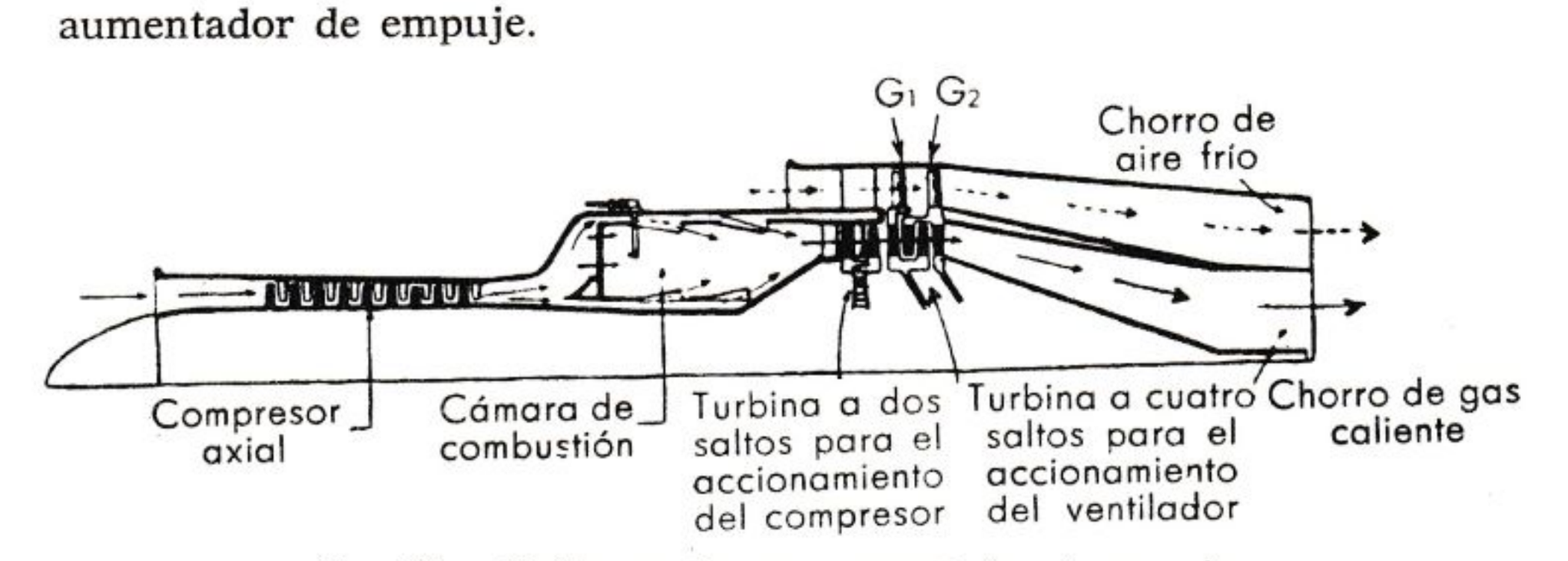


FIG. 548. — Turborreactor con aumentador de empuje.

En efecto, especiales exigencias como las referentes a los aparatos militares, pueden requerir un aumento del empuje en el despegue. Esto pude alcanzarse quemando una cantidad suplementaria de combustible en un posquemador o por un calentamiento ulterior. El incremento del empuje puede alcanzar el 50 % al nivel del mar. En vuelo el empuje aumenta por cuanto aumenta también la velocidad del avión. A la velocidad supersónica la potencia desarrollada resulta muy grande y todavía mayor si se emplea un posquemador.

Un moderno sistema para aumentar el empuje es el de añadir al turborreactor un ventilador entubado que envía aire frío al chorro haciéndolo pasar alrededor del motor. Un esquema está ilustrado en la figura 548.

El ventilador está compuesto de dos rotores en sentido contrario, G_1 y G_2 (fig. 548), accionados por dos turbinas colocadas inmediatamente después de la turbina principal. A la masa del gas de escape se añade una masa notable de aire que participa en la acción propulsiva. La velocidad resultante del chorro disminuye, pero la masa total aumenta en tal medida que el empuje también aumenta. Este tipo de turborreactor de doble flujo ha sido denominado por los americanos «turbofan», cuya traducción literal es *turboventilador*. La figura 549 ilustra el esquema clásico.

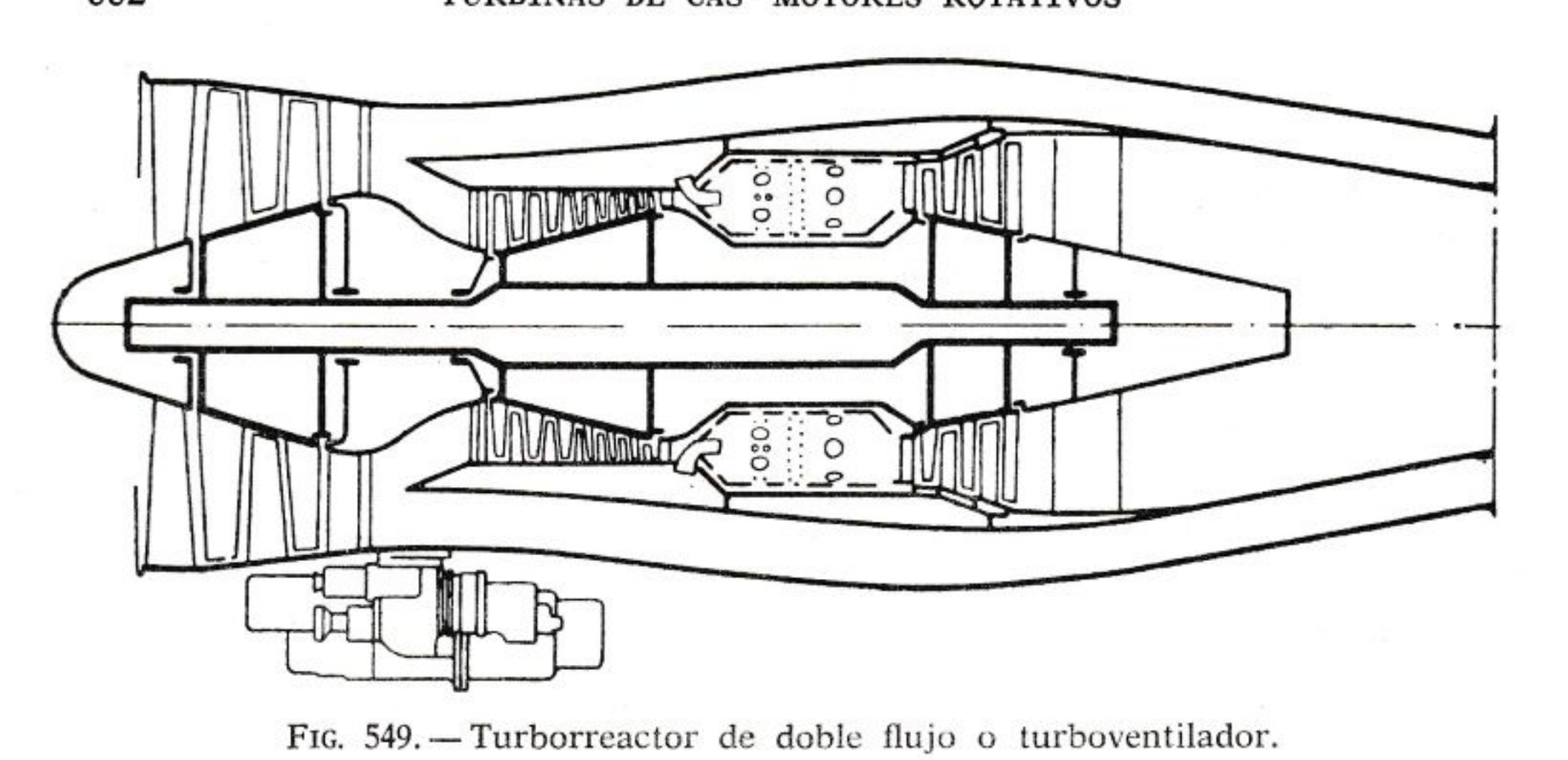


FIG. 549. — Turborreactor de doble flujo o turboventilador.

El turboventilador se usa en aviones de elevada velocidad pero menor que la del sonido. El chorro de aire de los ventiladores puede ser también enviado a conductos adecuados y desviado con reflectores para obtener empujes en direcciones diversas en relación al género de aplicación del turbomotor.

Los turboventiladores tienen, en comparación con los motores a chorro normales, algunas ventajas que los hacen aptos en los aviones para transporte civil: menor ruido a igualdad de empuje, menor consumo específico a velocidad de crucero y mayor empuje a igualdad de peso del motor. Estas ventajas son consecuencia de la menor velocidad del chorro y del aumento de la masa de la corriente para mantener un determinado empuje.

XXXII. 4. Turbina de gas para los aviones accionados con hélice. Turbohélices

El rendimiento propulsivo de los turborreactores disminuye al disminuir la velocidad de avance: por debajo de una cierta velocidad el chorro pierde eficacia y resulta más conveniente la propulsión a hélice. En la práctica la velocidad de mejor funcionamiento del turborreactor es muy superior a la del grupo *motor alternativo-hélice,* por lo que resulta un amplio campo de velocidad intermedia en el cual el rendimiento propulsivo sería bajo. Este campo ha sido sensiblemente reducido con el empleo de la turbina de gas con hélice o *turbohélice* (ver fig. 550).

En la turbohélice la hélice está accionada por la misma turbina que acciona el compresor y por otra turbina independiente puesta inmediatamente después de la primera. La potencia es transmitida a través de un reductor, ya que la velocidad de rotación de la turbina es siempre muy superior a la que consiente la hélice.

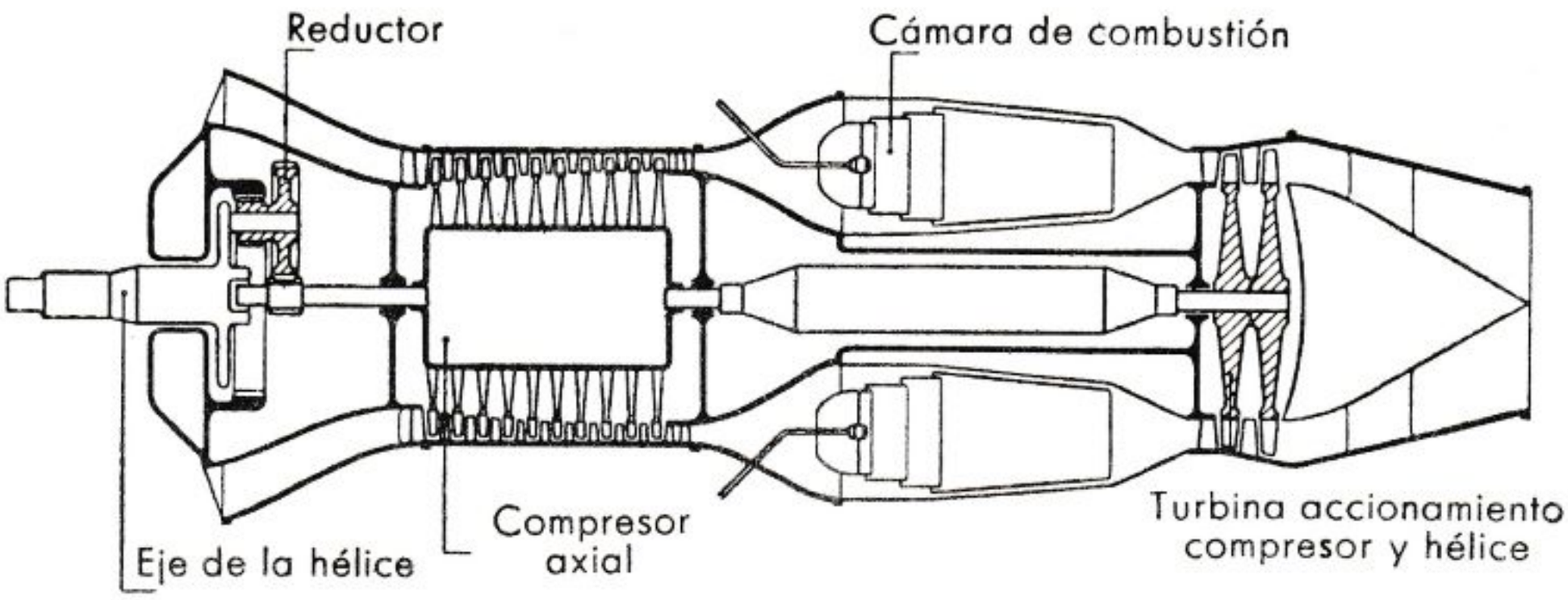


FIG. 550. — Esquema de turbohélice.

XXXII. 5. Motor compuesto

Por motor compuesto entendemos el acoplamiento de un motor alternativo con una turbina y un compresor. Gran parte de la energía contenida en el gas de escape del motor alternativo se aprovecha para hacer girar la turbina cuya potencia puede ser utilizada de dos modos.

1.º Uniendo el eje de la turbina con el motor alternativo, en cuyo caso la potencia transmitida es la suma de la del motor alternativo más la de la turbina (fig. 551).

2.º Usando el eje de la turbina como único medio para transmitir la potencia (fig. 552).

En este último caso, toda la potencia es proporcionada por la tur-

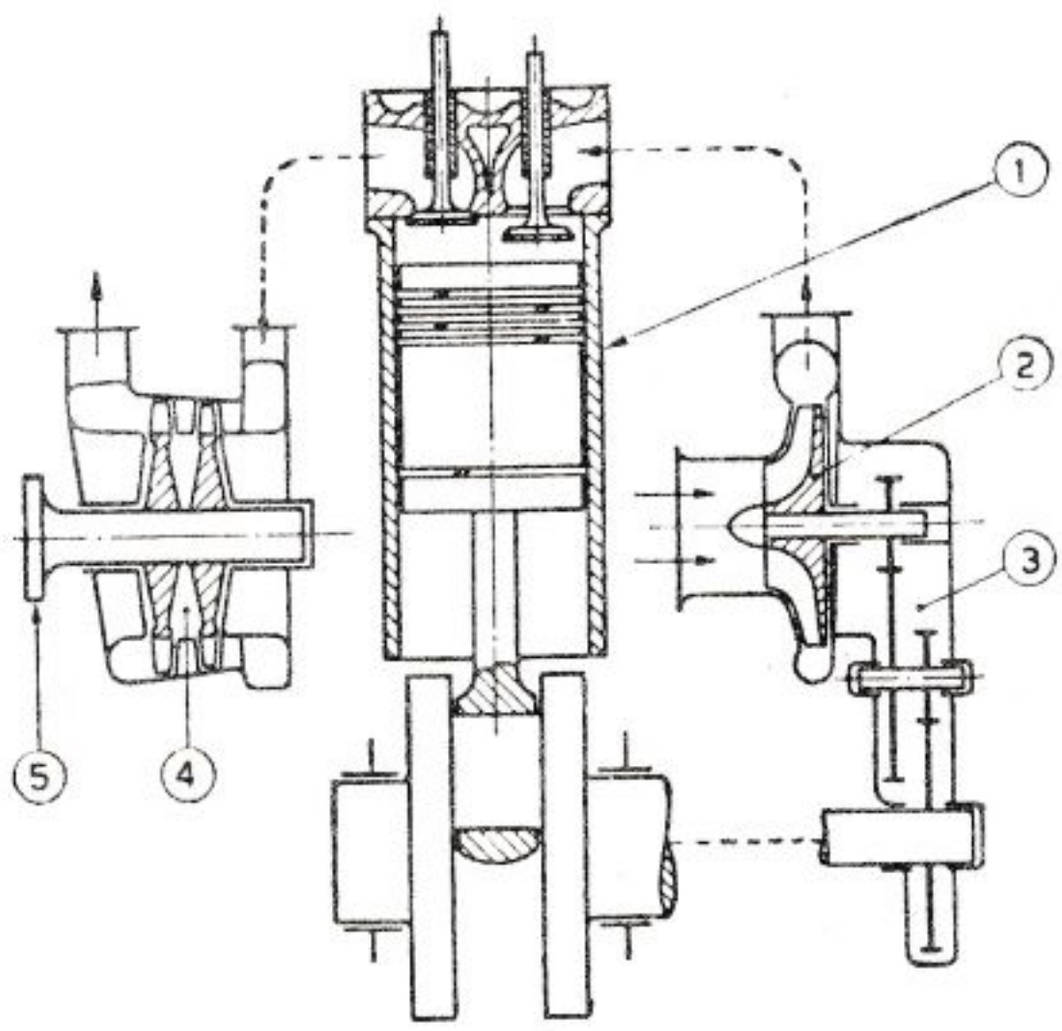


FIG. 551. — Disposición de un grupo generador de gas y turbina motriz.

1, Motor alternativo. — 2, Compresor. — 3, Multiplicador. — 4, Turbina. — 5, Toma de potencia.

bina y el motor alternativo tiene la única función de «generador de gas» para el funcionamiento en aquélla. Como generadores de gas resultan particularmente aptos los motores Diesel a 2 tiempos, con posible sobrealimentación.

El motor compuesto de la figura 552, puede ser comparado a una turbina de gas con 2 ejes, en la cual el grupo generador de gas, formado por la primera turbina, el compresor y la cámara de combustión, ha sido sustituido por el motor Diesel sobrealimentado.

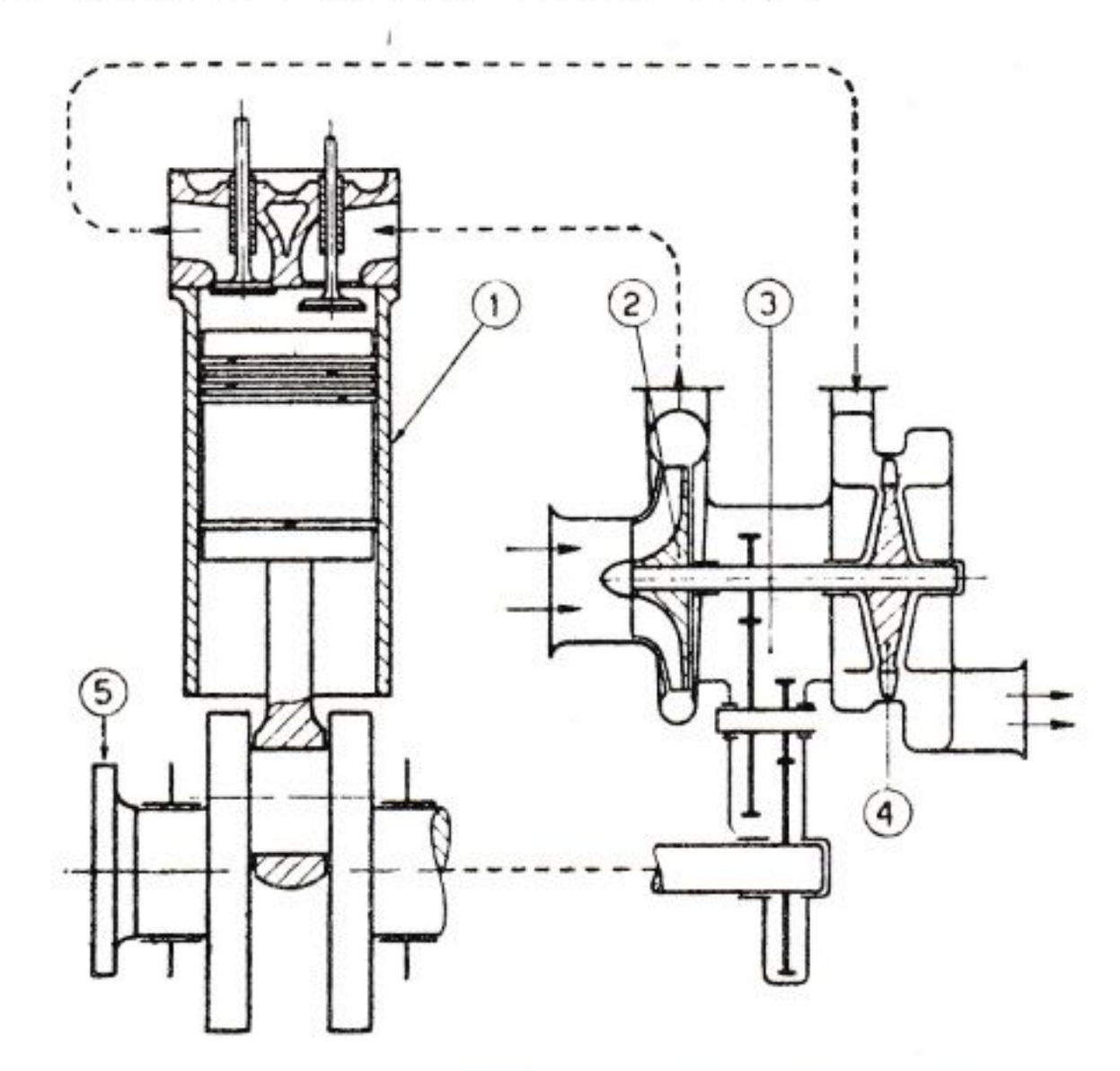


FIG. 552. — Esquema de motor compuesto.

1, Motor alternativo. — 2, Compresor. — 3, Reductor.
4, Turbina. — 5, Toma de potencia.

En el caso de la fig. 552 hay una mayor «colaboración» entre el grupo turbocompresor y el motor gracias a la unión mecánica entre ellos existente. Existe, pues, un trasvase de energía entre turbina, motor y compresor que satisface mayormente y en mejor forma los requerimientos del grupo de utilización.

Los motores llamados compuestos o «compound» tienen dotes particularmente buenas de potencias y de economía de combustible.

Se han alcanzado potencias de 100 CV/l con consumos de 145÷155 g/CV h. Las razones del bajo consumo específico son las siguientes:

1.° Se utiliza buena parte de la energía contenida en los gases de escape prolongando la expansión fuera del cilindro del motor alternativo.

2.° La relación total de compresión del ciclo puede alcanzar valores superiores a 25:1 con un notable aumento del rendimiento térmico ideal.

El progreso realizado en estos últimos años en la técnica construc-

tiva de los turbomotores afecta en notable medida a los motores «compound» y permitirá pasar de las pocas construcciones actuales (la mayoría de ellas de tipo aeronáutico), a un mayor campo de aplicación. El valor particularmente bajo del consumo de combustible y la elevada potencia específica, podrán justificar el mayor coste y la mayor complejidad de tales construcciones.

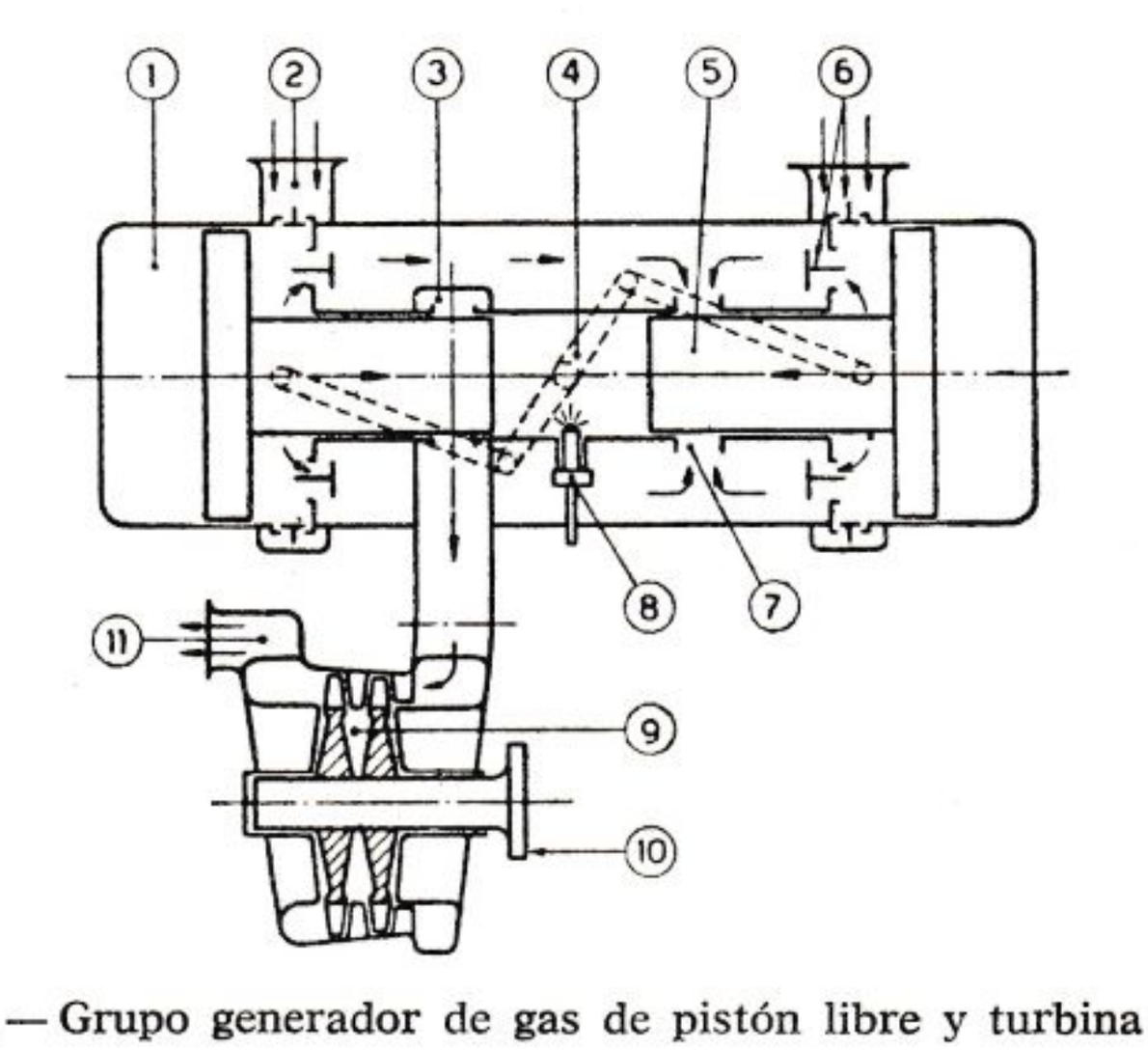


FIG. 553. — Grupo generador de gas de pistón libre y turbina motriz.

1, Cilindro de rebote. — 2, Entrada de aire en el compresor. — 3, Escape de cilindro Diesel. — 4, Biela de sincronización. — 5, Pistón. — 6, Válvulas del compresor. — 7, Entrada de aire en el cilindro Diesel. — 8, Inyector. — 9, Turbina. — 10, Toma de potencia. — 11, Escape de la turbina.

Una variante del referido sistema de instalación ha sido realizada por los **motocompresores de pistón libre** o **motocompresores Pescara** (figura 492), en los cuales los pistones contrapuestos de un cilindro Diesel de dos tiempos, de barrido uniflujo, funcionan también como pistones de un compresor alternativo haciendo cuerpo único con el motor Diesel. Los dos pistones contrapuestos están unidos entre sí por levas de sincronización, por lo que sólo pueden realizar movimentos simétricos. La potencia desarrollada por el Diesel se gasta totalmente para comprimir el aire de sobrealimentación. Los gases de escape del Diesel se envían a través de un colector a la turbina, la cual suministra la potencia útil.

Construcciones de este tipo se han aplicado con éxitto en instalaciones fijas y navales. Presentan limitados consumos específicos de combustible, ya que la relación de compresión en el cilindro motor, relación que varía según la carrera tratándose de un motor de pistón libre, puede alcanzar valores alrededor de $50 \div 60:1$. Un inconveniente de estas construcciones es el volumen y el peso excesivo debidos a la presencia del compresor volumétrico.

CAPÍTULO XXXIII

MOTORES ROTATIVOS

XXXIII. 1. Premisa

Se han registrado innumerables patentes y realizado numerosos proyectos con el objeto de crear un motor que tuviera características constructivas y funcionales superiores a las del motor alternativo.

A tal objeto se han estudiado motores con cilindros toroidales en los que los pistones se aproximan y se alejan durante el movimiento circular de recorrido, motores con rotores provistos de paletas, motores con discos o paletas oscilantes y una infinidad de motores llamados

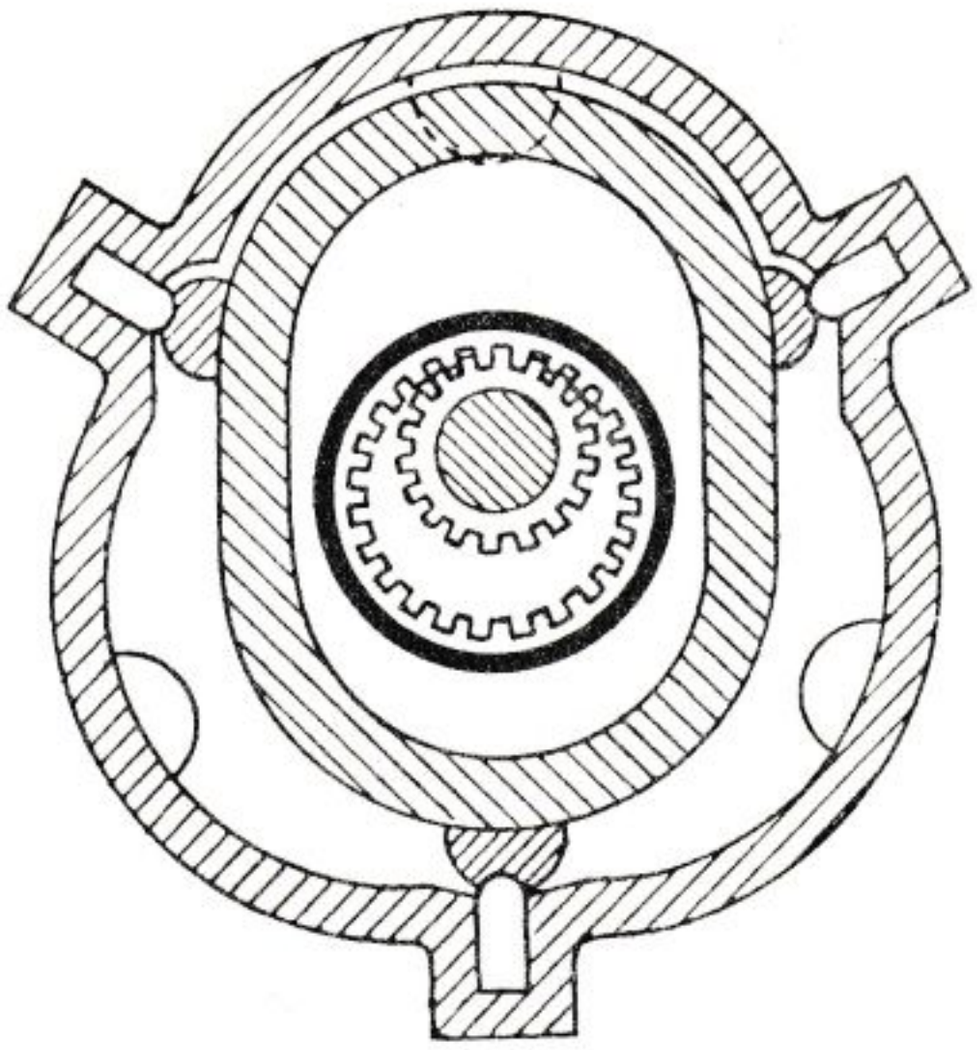


FIG. 554.
Un precursor del motor Wankel; el motor rotativo Umpleby, anterior a 1920.

de *pistón rotativo,* aunque dicho pistón sea más bien un rotor provisto de lóbulos. Se trata de motores volumétricos sin el sistema biela-manivela, con ciclos de funcionamiento similares a los de los motores alternativos. Se les llama generalmente motores rotativos (o de mecanismo rotatorio o de lóbulos), pero deben considerarse distintos de las turbinas a gas, que también son motores rotativos. Debemos recordar que mientras la turbina funciona a combustión continua, los motores alternativos y los de pistón rotativo tienen un funcionamiento por combustión intermitente.

El estudio de los motores de pistones rotativos está justificado por el hecho de que con ellos se intenta obtener las siguientes ventajas:

1.º Ausencia o reducción de las fuerzas no equilibradas (ya que no existen partes dotadas de movimiento alternativo) y, por lo tanto, un natural o más fácil equilibrado.

2.º Reducción del número de partes móviles y, con ello, una construcción más simple.

3.º Un volumen total pequeño y, además, un peso limitado.

Las tentativas de los motores rotativos de pistones o de lóbulos hechas anteriormente, si bien en teoría aparecían ópticas y, al menos sobre los planos, de construcción más económica que los motores alternativos, naufragaron sobre todo por la insuficiente estanqueidad del gas y por la forma irracional de la cámara de combustión.

En estos últimos años se ha emprendido por la casa alemana N.S.U. la construcción de un motor de ciclo Otto con pistón rotativo, proyectado por el técnico Wankel y perfeccionado por el físico Dr. Froede. Este motor fue anunciado en 1960 tras un trabajo de estudio y experimentación prolongada durante largos años. En 1963 la casa N.S.U. presentó un coche accionado por el motor Wankel; en 1964 se inició el suministro a los compradores. Se encuentran en una fase avanzada y en estudio de realización, emprendida por algunas casas europeas, americanas y japonesas, motores de pistones rotativos basados en los principios cinemáticos de los motores Wankel, pero con soluciones de detalle diferentes y que realizan ciclos distintos del Otto e incluso del Diesel.

En este capítulo nos limitaremos a enunciar los fundamentos cinemáticos de varios tipos de motores de pistones rotativos y a describir sumariamente el motor Wankel en particular, el único que hasta ahora había encontrado aplicación en un campo particularmente severo como es el del automovilismo.

XXXIII. 2. Tipos de máquinas con pistón rotativo

Las máquinas con pistón rotativo, recientemente estudiadas y puestas en práctica, tienen su origen en los estudios realizados en colaboración entre la casa N.S.U. y el T.E.S. (Centro de Desarrollo Técnico) de Lindau sobre un proyecto propuesto por Wankel, que contenía todas las premisas para la realización de un motor endotérmico a 4 T. Se trataba de una construcción de ejes paralelos en la cual dos cuerpos, uno interior al otro y con rotación en el mismo sentido en torno a los respectivos ejes, pero con velocidades distintas, formaban la cámara con volumen variable. Posteriormente, por simplicidad, se prefirió una segunda solución con el cuerpo exterior fijo y el interno dotado de un

motor planetario; esta solución se derivaba de la anterior por una simple transformación cinemática.

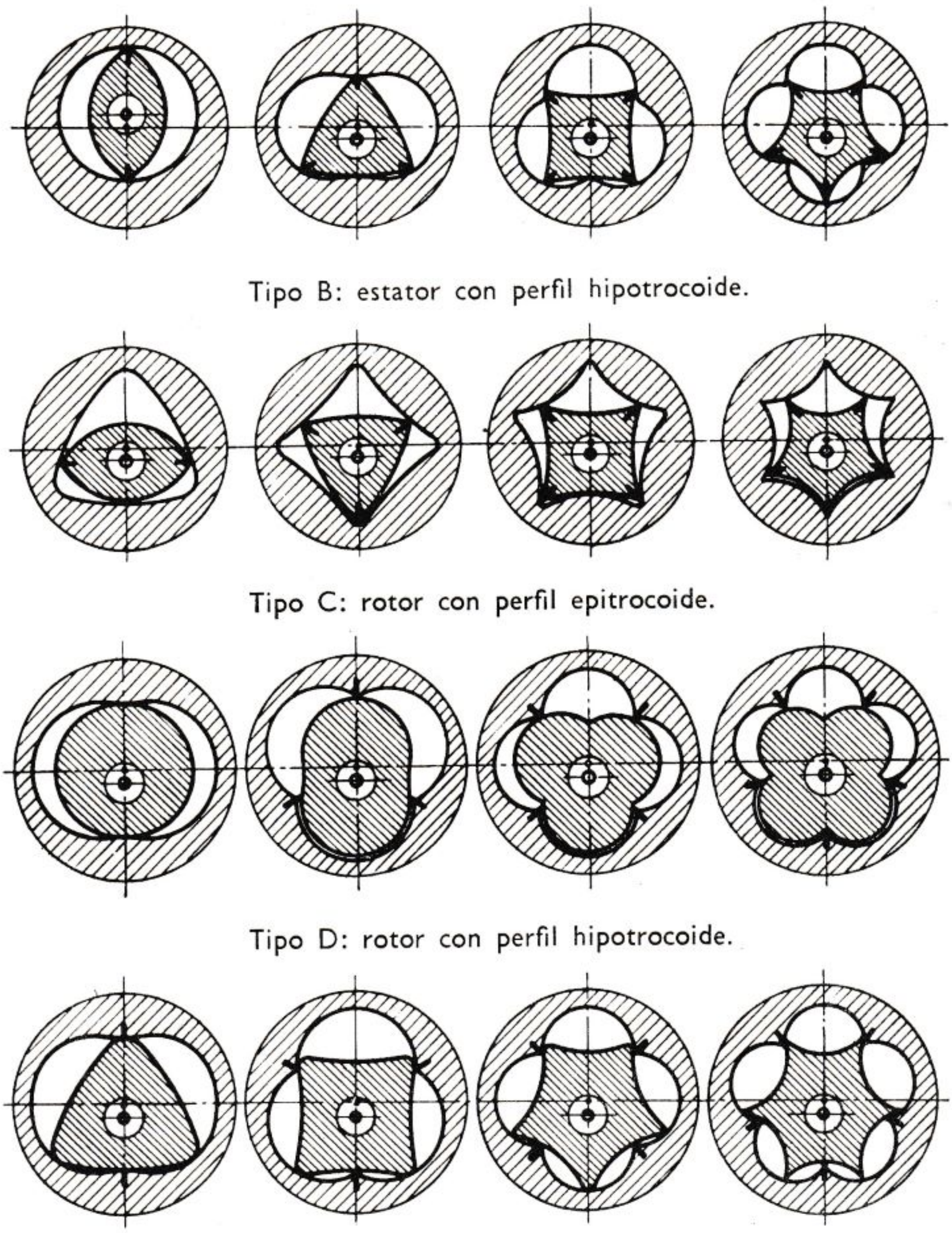


FIG. 555. — Combinaciones fundamentales de perfiles trocoidales.

Los dos tipos fueron denominados por sus realizadores respectivamente «Máquina con pistones rotativos conjugados» (DKM-Drehkolben-

maschine) y «Máquina con pistón planetario» (KKM-Kreiskolbenmaschine). Se caracterizan por el hecho de que el perfil interior del cuerpo exterior tiene la forma de una **epitrocoide** con varios arcos.

En principio el perfil epitrocoidal viene definido empíricamente; sólo después investigaciones desarrolladas sobre bases matemáticas permitieron definir la combinación de perfiles troncoides que pueden ser considerados como formas fundamentales de una máquina de pistones rotativos con posibilidades reales de desarrollo y aplicación.

Los esquemas de la fig. 555 representan las combinaciones fundamentales de perfiles trocoides para máquinas tanto de pistones rotativos conjugados como de pistones rotativos planetarios. Estas últimas son preferidas porque resultan de más fácil realización; en razón de ello nuestro estudio vendrá referido principalmente a los motores con *pistón rotativo planetario.*

Esquemáticamente están constituidos por un *estator,* un *rotor* y el eje motor. El estator es la parte envolvente fija, cuyo eje de simetría coincide con el del eje motor. El rotor es el «pistón planetario», que gira sobre una leva o cigüeñal, la cual forma parte del eje motor.

El movimiento rototraslativo del motor viene impuesto por un par de engranajes de los que uno es solidario del rotor y el otro del estator u otra parte fija de la máquina (véase fig. 563).

Se pueden realizar máquinas con el **estator de perfil trocoide** y máquinas con el **rotor de perfil trocoide.**

Puesto que las formas que puede asumir la trocoide son múltiples, consideramos oportuno dividir estas máquinas con pistón planetario en los cuatro tipos siguientes, esquematizados en la fig. 555:

A) Con estator de perfil epitrocoide.

B) Con estator de perfil hipotrocoide.

C) Con rotor de perfil epitrocoide.

D) Con rotor de perfil hipotrocoide.

Representando ahora por ω la velocidad de rotación del eje motor, ω_R la velocidad de rotación del rotor en torno al propio eje, y por K el número de los puntos de contacto entre los perfiles del estator y del rotor, y sobre los cuales están dispuestos los elementos de ajuste, obtendremos rápidamente cuáles son las características geómetricas y cinemáticas que distinguen entre sí los cuatro tipos de máquinas.

Máquinas tipo A: Estator con perfil epitrocoide, rotor del tipo con vértices en número K, sentido de rotación del eje motor igual al del rotor sobre el propio eje.

El perfil epitrocoide del estator viene generado por la trayectoria descrita por cada vértice del rotor en su movimiento planetario y está constituido por un número $(K-1)$ de arcos.

El recorrido interior del perfil del estator, en su movimiento respecto al rotor considerado fijo, genera el perfil límite del rotor.

Entre rotor y estator resultan K cámaras de trabajo. La relación entre la velocidad de rotación del eje motor y del rotor es:

$$\omega = K\,\omega_R\,.$$

Máquinas tipo B: Estator con perfil hipotrocoide, rotor del tipo con vértices en número K, sentido de rotación del eje motor contrario al del rotor respecto al propio eje.

El perfil hipotrocoide, generado por cada vértice del rotor, está constituido por un número $(K + 1)$ de arcos.

El perfil límite del rotor viene definido también por el recorrido interno del perfil del estator; resultan K cámaras de trabajo.

La relación entre las velocidades es:

$$\omega = -\,K\,\omega_R\,.$$

Máquinas tipo C: Rotor con perfil epitrocoide, estator constituido por K lóbulos hacia el exterior y K vértices hacia el interior, sobre los cuales tienen lugar el contacto con el rotor, sentido de rotación del eje motor contrario al del rotor sobre el propio eje.

El perfil epitrocoide del rotor está generado en la misma forma según la cual viene generado el perfil del estator en las máquinas tipo A, o sea, por el movimiento de los vértices del estator respecto al rotor considerado fijo; el perfil comprende un número $(K - 1)$ de lóbulos.

El perfil límite del estator viene engendrado por el recorrido exterior del perfil epitrocoide del rotor.

Entre rotor y estator resultan K cámaras de trabajo. La relación entre las velocidades de rotación es:

$$\omega = -(K - 1)\,\omega_R\,.$$

Máquinas tipo D: Rotor con perfil hipotrocoide, estator siempre constituido por K lóbulos hacia el exterior y K vértices hacia el interior, sentido de rotación del eje motor igual al del rotor respecto al propio eje.

El perfil hipotrocoide del rotor se genera como el perfil del estator en el tipo B, es decir, por el movimiento de los vértices del estator respecto al rotor considerado fijo; el perfil comprende un número $(K + 1)$ de lóbulos.

El perfil límite del estator viene engendrado por el recorrido exterior del perfil hipotrocoide del rotor; resultan K cámaras de trabajo. La relación entre las velocidades es:

$$\omega = (K + 1)\,\omega_R\,.$$

A título informativo, añadiremos brevemente que para máquinas tipo «DKM» (pistones conjugados), si el rotor externo tiene perfil epitrocoide, éste gira a mayor velocidad que el rotor interno, mientras que si tiene perfil hipotrocoide es el rotor interno el que gira con mayor velocidad. El caso inverso se verifica si es el rotor interno el que posee perfil epi- o hipotrocoidal.

Pasaremos ahora a exponer los principios cinemáticos que constituyen la base del origen de las curvas trocoides y que han inspirado la realización del motor con pistones rotativos.

XXXIII. 3. Principios de funcionamiento de las máquinas trocoidales

Las **trocoides** son curvas que engendran al rodar sin resbalamiento una circunferencia sobre otra fija. Cualquier punto del plano del círculo que rueda describe una trocoide.

Las trocoides se clasifican en **epitrocoides** e **hipotrocoides** según que el rodamiento se efectúe por el exterior o por el interior de la circunferencia fija. Si el punto considerado se encuentra sobre el perfil de la circunferencia que rueda, las líneas generadas se designan, como es sabido, **epicicloide** o **hipocicloide.**

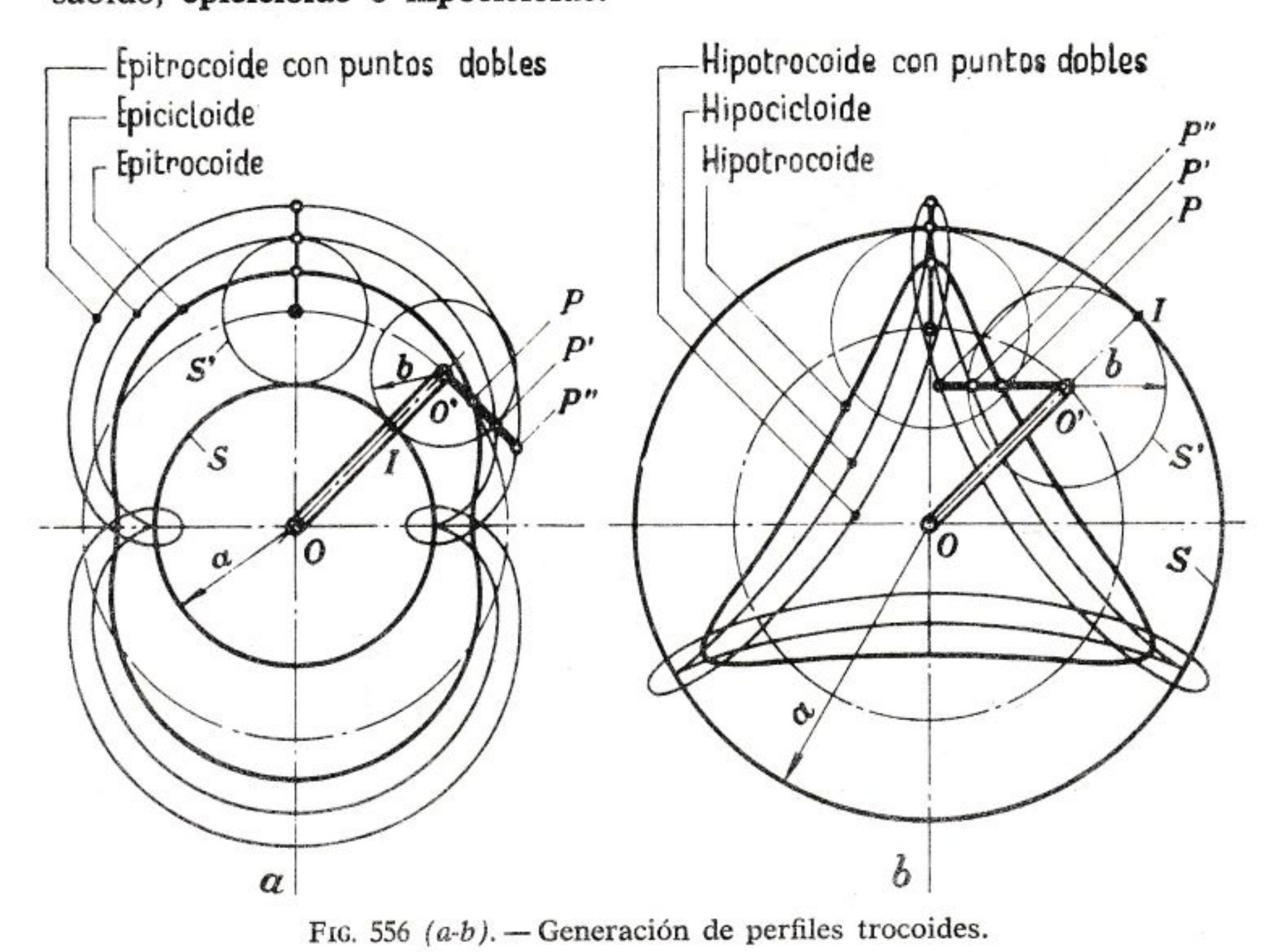


FIG. 556 *(a-b)*. — Generación de perfiles trocoides.

Los esquemas *a)* y *b)* de la fig. 556 muestran respectivamente la generación de la epitrocoide y la epicicloide, de la hipotrocoide e hipocicloide. Se puede observar en ambos esquemas cómo un punto P'' exterior a S' describe una trocoide que presenta dos puntos dobles; estas curvas nos interesan evidentemente en las máquinas con pistones rotativos.

A fin de que las líneas trazadas sean de curvas cerradas, la relación entre los diámetros de la circunferencia fija y de la móvil debe resultar un número entero. Este número representa también el número de los arcos que constituyen la epi- o hipotrocoide.

En el ejemplo de la fig. 556 la relación entre los diámetros de las circunferencias es igual a 2 en el caso de la epitrocoide con dos arcos (esquema *a*), igual a 3 en el caso de la hipotrocoide con tres arcos (esquema *b*).

MÁQUINAS EPITROCOIDALES. — Para el estudio de estas máquinas es oportuno demostrar que una misma epitrocoide puede ser generada ya sea por una circunferencia que rueda sin resbalamiento exteriormente a otra circunferencia fija (movimiento epicicloidal), o bien por una circunferencia que rueda sobre una circunferencia fija en ella contenida (movimiento pericicloidal).

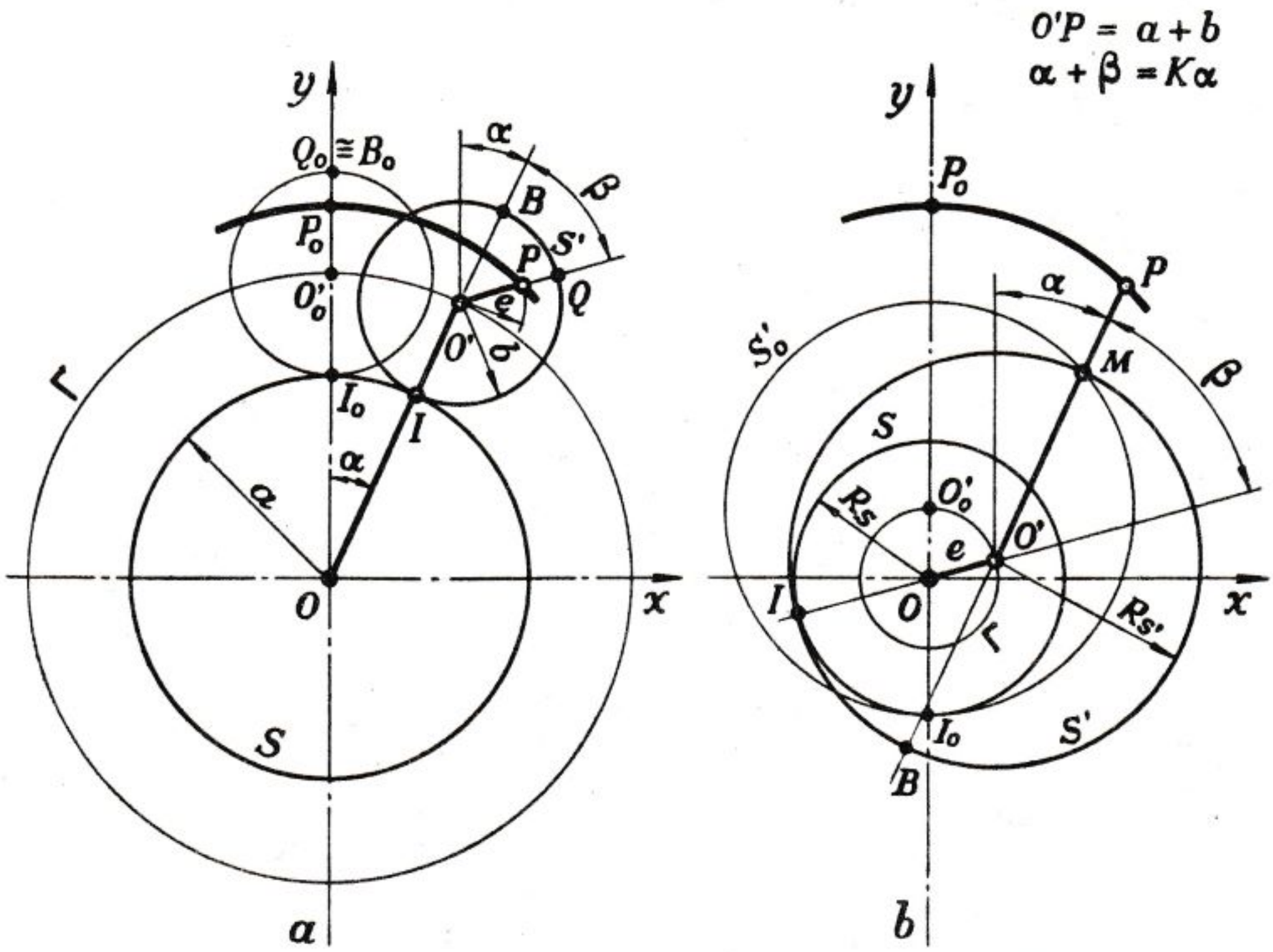


FIG. 557 (*a-b*). — Generación de una misma epitrocoide con un movimiento epicicloidal (*a*) y con un movimiento pericloidal (*b*).

En la fig. 557 *a-b* están representados los dos casos respectivamente en los esquemas (*a*) y (*b*). Naturalmente los radios de las circunferencias, fija y móvil, son distintos en los dos casos, generando el punto *P* la misma epitrocoide: puede verse fácilmente cuál es la relación que existe entre los dos pares de radios.

A partir del esquema (a) se obtienen directamente las coordenadas del punto P,

$$(1) \qquad \begin{cases} x = (a + b) \text{ sen } \alpha + e \text{ sen } (\alpha + \beta) \\ y = (a + b) \cos \alpha + e \cos (\alpha + \beta) \end{cases}$$

En la condición inicial el punto generador P se encuentra en P_o, O' se encuentra en O'_o, el segundo $O'_o P_o$ coincide con el eje y, y pasa por O, centro de la circunferencia fija S. El punto de tangencia I entre la circunferencia S y la que rueda S' se denomina centro de rotación instantánea o, más brevemente, centro instantáneo.

En la posición inicial viene representado por I_o, y se encuentra evidentemente sobre el eje y.

Si suponemos ahora que S' gira un ángulo β en el sentido de las agujas del reloj, el centro instantáneo pasa a I y el segmento OIO' forma un ángulo α con el eje y.

Como S' rueda sin resbalamiento sobre S, el arco BQ es igual al arco I_oI y se tiene la relación:

$$(2) \qquad a\alpha = b\beta.$$

de la que se deduce

$$(3) \qquad \beta = \frac{a}{b} \alpha.$$

El ángulo $(\alpha+\beta)$ que aparece en (1) vale, pues:

$$(4) \qquad \alpha + \beta = \left(1 + \frac{a}{b} \right) \alpha = K \alpha$$

habiento sustituido $\left(1 + \frac{a}{b} \right) = \mathbf{K}$.

En el caso de la epitrocoide de dos arcos de la fig. 557 a es $\frac{a}{b} = 2$, de donde resulta $K = 3$; mientras OO' gira un ángulo en torno a O, $O'Q$ gira un ángulo 3α en torno a O'.

Si cambiamos ahora de posición OO', es decir $a + b$, con e y mantenemos sus ángulos respecto al eje y, obtenemos el esquema (b).

El centro O' de la circunferencia móvil S' debe encontrarse sobre la circunferencia Γ de radio e y OO' formar un ángulo $K\alpha$ con el eje y mientras el segmento $O'P = a + b$ forma un ángulo α con este eje.

La circunferencia fija S de centro O es tangente en I a S' y debe ser: arco II_o igual al arco IB. Llamando R_s y R_S a los respectivos radios de S y S', se tendrá la relación:

$$(5) \qquad R_S \, K\alpha = R_{S'} \, \beta.$$

Pero de la (4) resulta $\beta = \alpha(K-1)$ que con la (5) se obtiene

$$R_S = R_S' \frac{K-1}{K}. \tag{6}$$

Del esquema (b) se obtiene también

$$R_S' - R_S = e \tag{7}$$

y por lo tanto, combinando la (6) y (7), se deduce:

$$\begin{cases} R_S = (K-1)\ e \\ R_S' = K\ e, \end{cases} \tag{8}$$

que dan el valor de los radios de las circunferencias fija y móvil cuando se ha definido el valor de e.

La relación de transmisión cinemática vale:

$$\frac{R_S}{R_S'} = \frac{K-1}{K}. \tag{9}$$

En el caso de la epitrocoide de dos arcos, en que $K=3$ será $\frac{R_S}{R_{S'}} = \frac{2}{3}$.

Mientras OO' completa 3 giros en torno a O, $O'P$, solidario a S', verifica uno solo en el mismo sentido.

El movimiento puede materializarse imaginando que S sea un engranaje fijo con dentadura externa y radio primitivo R_S, y S' un engranaje con dentadura interna y radio primitivo $R_{S'}$.

El centro O' del engranaje S' recorre la circunferencia de radio e por medio de la leva excéntrica e que gira en torno al eje O. Empernada en O' y ligada rígidamente en M a S', una barra de longitud $O'P$, siguiendo S' en su movimiento rototraslativo, describirá en P una epitrocoide igual a la que se tiene en el caso (a).

El esquema (b), debido a la más fácil posibilidad de aplicación práctica en comparación con el esquema (a), ha sido elegido entre los dos para la realización de los motores con pistones rotativos.

Indicando ahora la longitud $O'P$ con R, radio generador de la epitrocoide, las ecuaciones (1) expresadas para el esquema (b) del tipo equirrotativo resultan:

$$\begin{cases} x = R \operatorname{sen} \alpha + e \operatorname{sen} K\alpha \\ y = R \cos \alpha + e \cos K\alpha. \end{cases} \tag{10}$$

Puesto que la barra e gira con una velocidad que es K veces la de R, es obvio que la misma epitrocoide puede ser generada por un número K de vértices puntiformes equidistantes de una circunferencia de radio R y centro O'. Por la relación $K = \frac{a}{b} + 1$ vista anteriormente se con-

sigue que si K es el número de vértices generadores de la epitrocoide, ésta resulte constituida por un número $(K - 1)$ de armos; además, para que no se presenten puntos dobles, debe ser:

$$R > K\ e. \tag{11}$$

Las máquinas trocoides de tipo A y C (fig. 555) son fácilmente realizables cuando se ha calculado con las (10) el perfil epitrocoide para los valores dados e, R y K.

De hecho es suficiente obtener gráfica o analíticamente el perfil límite generado por el desarrollo interno o bien externo de la epitrocoide en su movimiento relativo al plano solidario de S'.

En el esquema (a) de la fig. 558, el desarrollo interno de una epitrocoide de dos arcos constituye el perfil a tres vértices del rotor. Haciendo, pues, solidario el engranaje S' al rotor y el engranaje S al estator epitrocoidal se obtiene una máquina del tipo A.

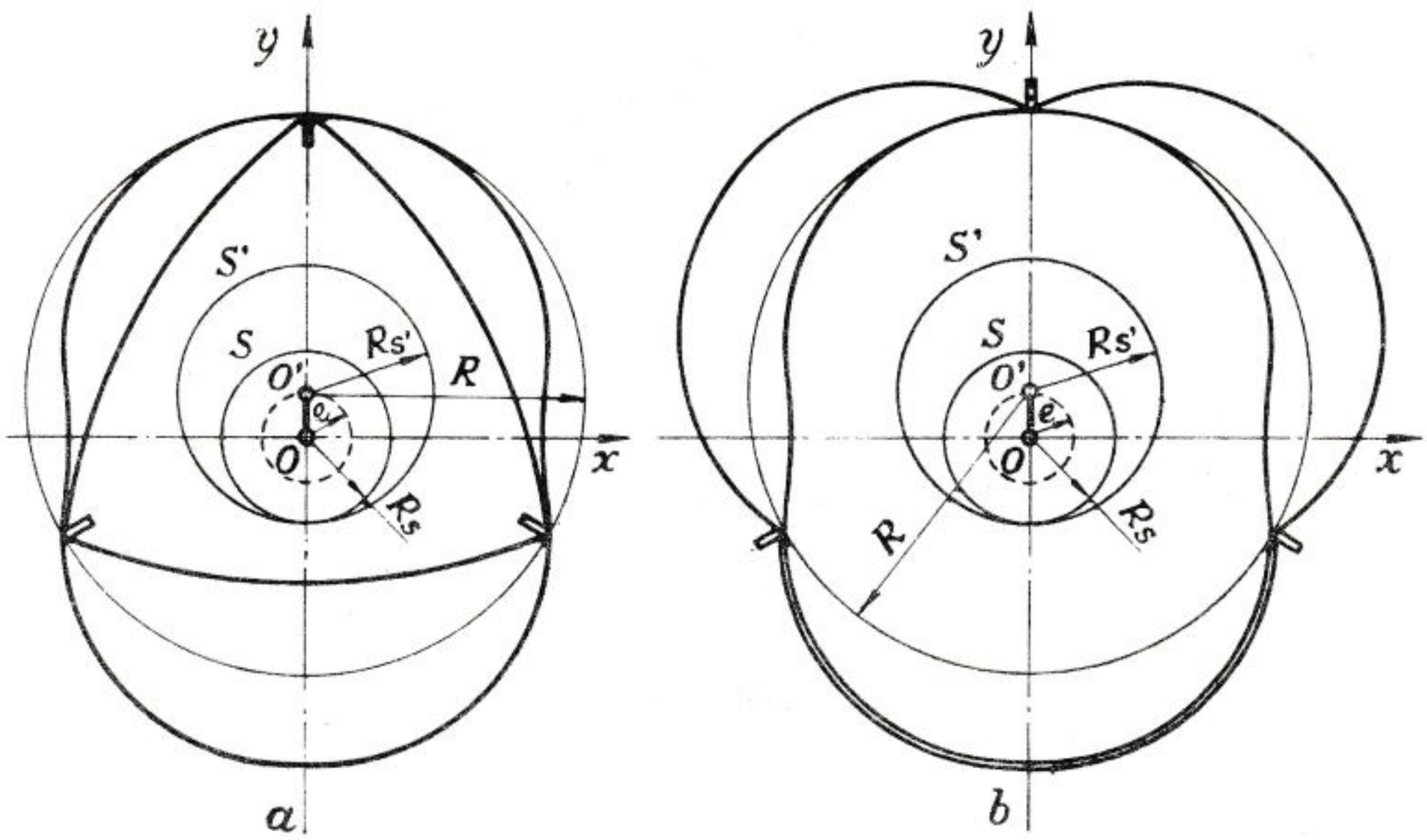


FIG. 558 *(a-b)*. — Perfiles límites generadores por el desarrollo interno *(a)* y externo *(b)* de una misma epitrocoide de 2 arcos en su movimiento relativo al plano solidario con S'.

En el esquema (b) de la fig. 558, el desarrollo externo de la misma epitrocoide da lugar al perfil de lóbulos con tres vértices orientados hacia el interior del estator. En este caso, para realizar el movimiento planetario del rotor epitrocoidal es necesario invertir el funcionamiento, es decir, hacer el engranaje con dentadura externa S solidario al rotor, el engranaje con dentadura interna S' solidario del estator, el eje de rotación del eje-motor coincidente con el eje de simetría del estator.

En la fig. 559 aparece el rotor epitrocoidal en una posición gené-

rica respecto al estator. Como debe verificarse: arco IB igual al arco II_o, se tiene la relación:

$$R_S' \ (\alpha + \beta) = R_S \ \beta.$$

Siendo: $(\alpha + \beta) = K \ \alpha; \qquad \beta = \alpha \ (K - 1),$

resulta

$$R_S' = R_S \ \frac{K - 1}{K}.$$

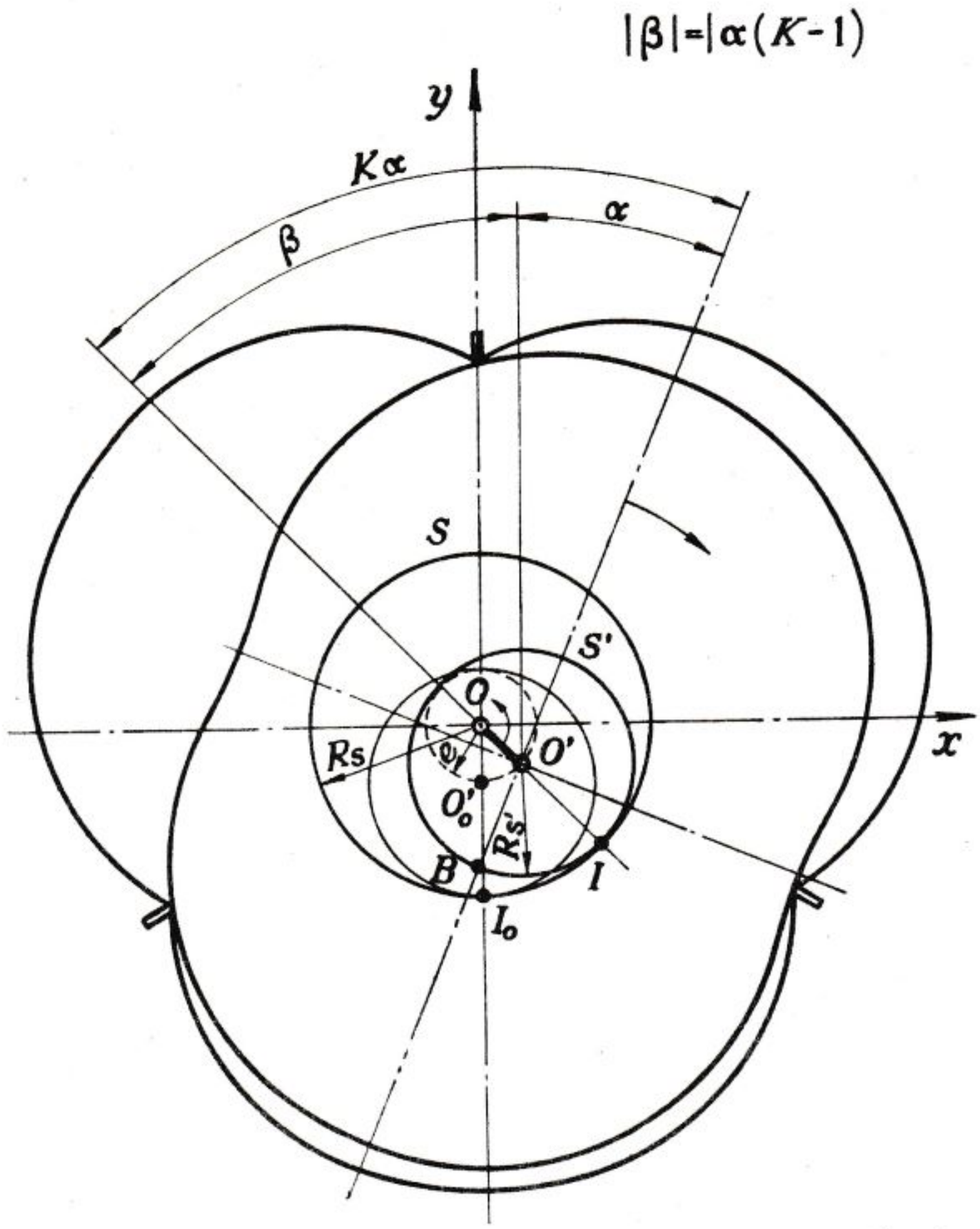


FIG. 559. — Esquema del cinematismo para el caso de que el rotor dotado de movimiento planetario tenga perfil epitrocoidal.

De la figura se infiere que

$$R_S - R_S' = e,$$

con lo que se obtiene

$$\begin{cases} R_S = (K-1)\ e \\ R_S' = K\ e \end{cases}$$

$$\frac{R_S}{R_S'} = \frac{K-1}{K},$$

expresiones que resultan inversas respecto de las (8) y (9).

El sistema es contrarrotativo; mientras el rotor verifica una rotación α en el sentido de las agujas del reloj, el eje motor excéntrico lleva a cabo una rotación $\beta = \alpha\ (K-1)$ en sentido opuesto con referencia al eje y.

MÁQUINAS HIPOTROCOIDALES. — También en este caso es conveniente demostrar que una misma hipotrocoide puede ser generada mediante un movimiento hipocicloidal de dos pares distintos de radios de las circunferencias fija y móvil.

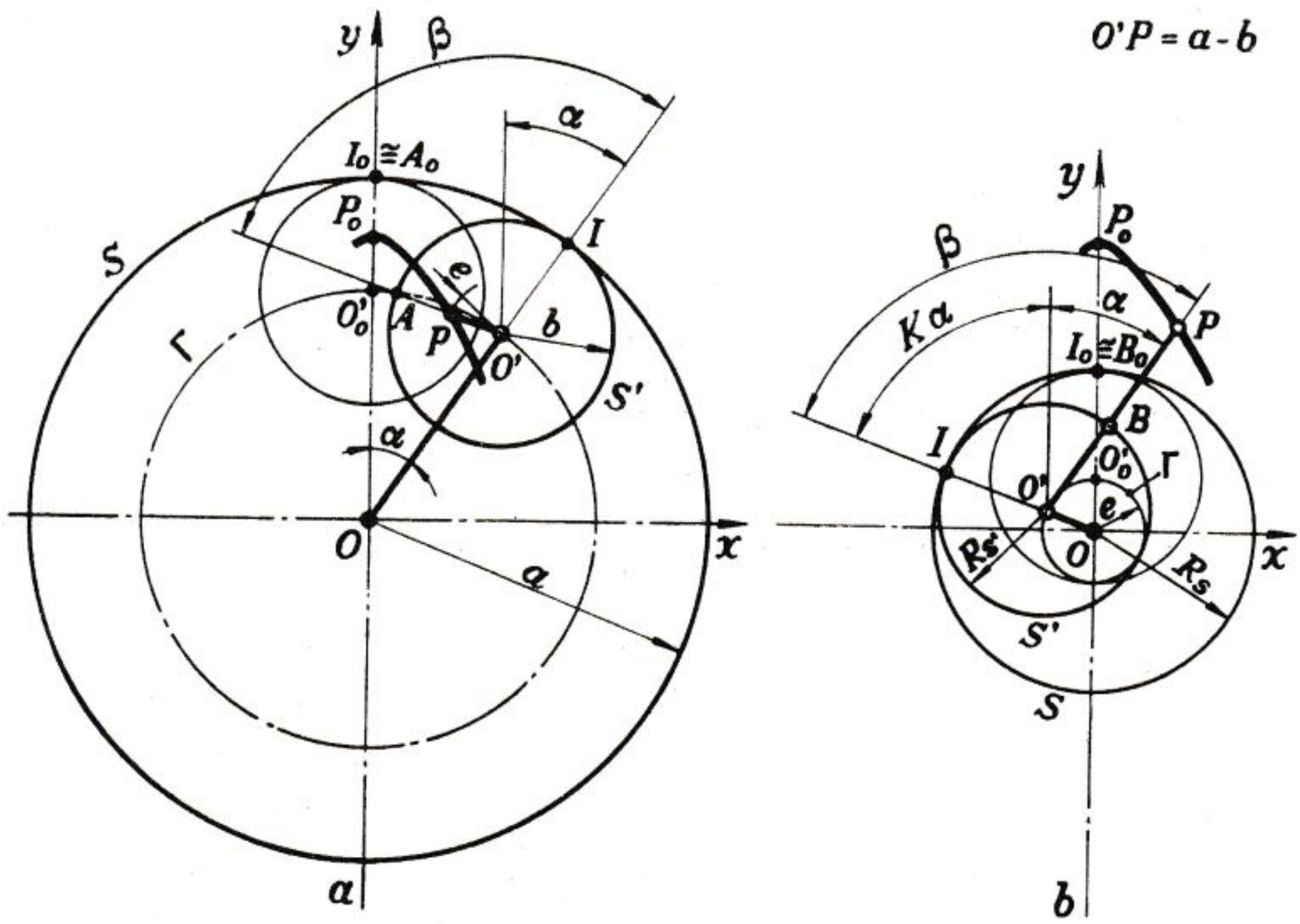


FIG. 560 *(a-b)*. — Generación de la misma hipotrocoide con dos pares diversos de radio.

En el esquema (*a*) de la fig. 560, las coordenadas del punto P valen:

$$(1') \qquad \begin{cases} x = (a-b)\ \text{sen}\ \alpha - e\ \text{sen}\ (\beta - \alpha) \\ y = (a-b)\cos\alpha + e\cos(\beta - \alpha). \end{cases}$$

Debiendo ser el arco I_oI igual al arco IA, se tiene la relación:

$$a\ \alpha = b\ \beta, \tag{2'}$$

de donde

$$\beta = \frac{a}{b}\ \alpha. \tag{3'}$$

El ángulo $(\beta - \alpha)$ que aparece en la (1') vale, pues:

$$\beta - \alpha = \left(\frac{a}{b} - 1 \right) \alpha = K\ \alpha, \tag{4'}$$

donde se ha escrito $\left(\frac{a}{b} - 1 \right) = K.$

Mientras OO' gira con referencia al eje y un ángulo α en torno a O y en sentido horario, $O'P$ gira un ángulo $K\ \alpha$ en sentido inverso. El sistema es, pues, contrarrotativo.

En el caso de la hipotrocoide de tres arcos de la fig. 556 (b) $\frac{a}{b} = 3$ y con ello $K = 2$.

Mediante una simple traslación de los brazos se obtiene el esquema (b) de la fig. 560.

El centro O' de S' debe encontrarse sobre la circunferencia Γ de radio e y OO' formar un ángulo $K\ \alpha$ con el eje y en tanto que $O'P = (a - b)$ forma un ángulo α con este eje.

Se debe cumplir: arco II_o igual arco IB; designando con R_S y R_S' los respectivos radios de S y S' se tendrá:

$$R_S\ K\ \alpha = R_S'\ \beta. \tag{5'}$$

De la (4') resulta $\beta = \alpha\ (K + 1)$, con lo que la (5') proporciona

$$R_S = R_S' \frac{K + 1}{K}. \tag{6'}$$

En el esquema (b) se comprueba

$$R_S - R_S' = e \tag{7'}$$

y combinando, en consecuencia, la (6') con la (7') se obtiene:

$$\begin{cases} R_S = (K + 1)\ e \\ R_S' = K\ e \end{cases} \tag{8'}$$

y la relación de transmisión

$$\frac{R_S}{R_S'} = \frac{K + 1}{K}.$$

Para la hipotrocoide de tres arcos con $K = 2$ resulta así:

$$\frac{R_S}{R_S'} = \frac{3}{2};$$

mientras OO' verifica dos giros en torno a O, $O'P$, solidario de S', realiza uno en sentido opuesto y alrededor de O'.

Si suponemos que S es un engranaje de dentadura interna fijo con centro O y radio primitivo R_S', y S es un engranaje de dentadura externa con radio primitivo R_S' y cuyo centro O' viene obligado a recorrer la circunferencia Γ por efecto de la biela excéntrica e, la barra $O'P$ solidaria de S' describirá una hipotrocoide igual a la que se tiene en el caso (a).

Evidentemente el esquema (b) es el adoptado para la realización de máquinas hipotrocoides.

Indicando con R la longitud $O'P$, las ecuaciones paramétricas (1') escritas para el esquema (b) resultan:

$$(10') \qquad \begin{cases} x = R \operatorname{sen} \alpha - e \operatorname{sen} K\alpha \\ y = R \cos \alpha + e \cos K\alpha, \end{cases}$$

y teniendo presente que K representa también en tal caso el número de

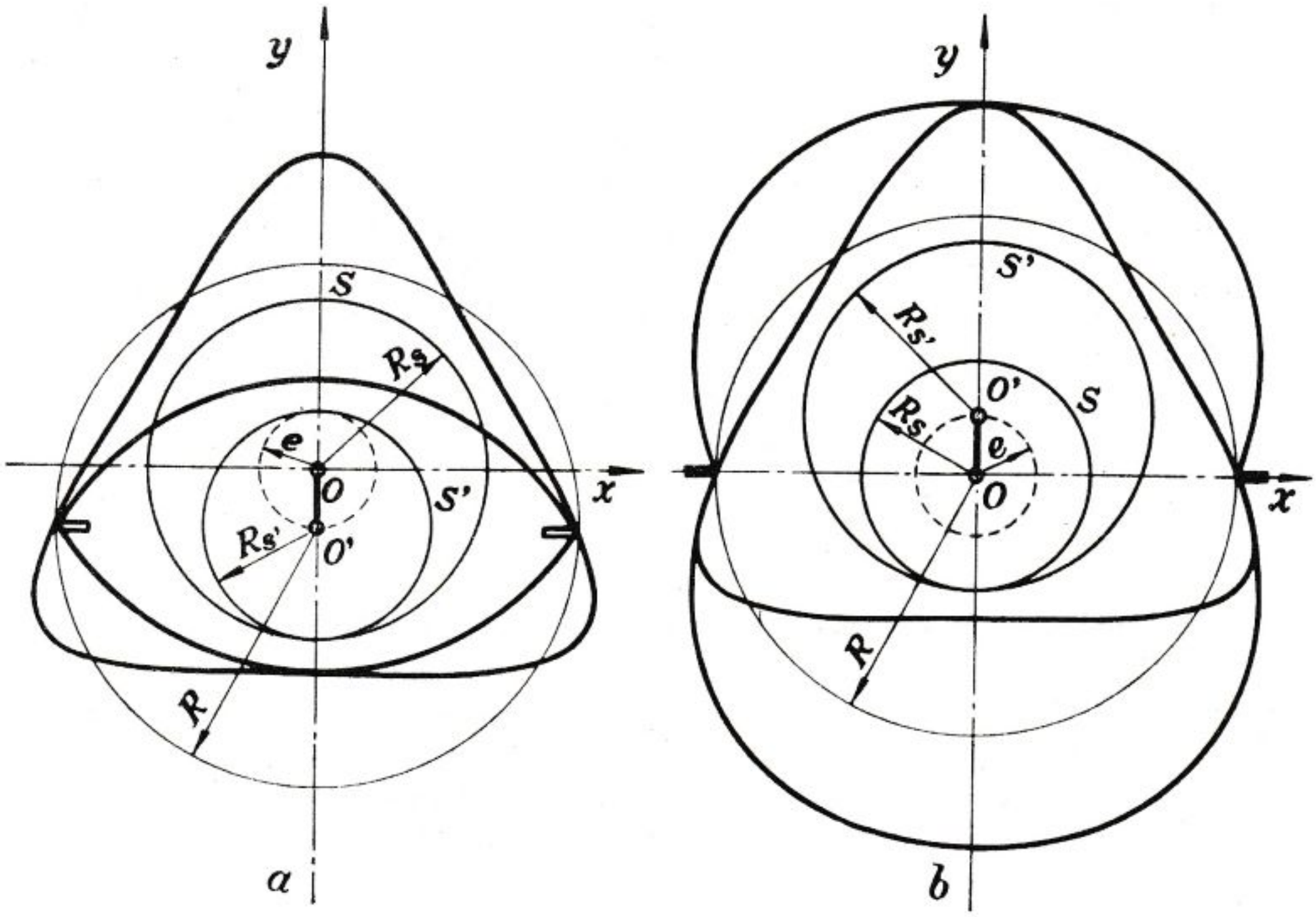


FIG. 561 (*a-b*). — Perfiles límites generados por el desarrollo interno y externo de una misma hipotrocoide de tres arcos.

vértices generadores de la hipotrocoide, por la relación $K = \frac{a}{b} - 1$ es evidente que, determinado K, la hipotrocoide resultará constituida por un número $(K + 1)$ de arcos, debiendo asimismo verificar la expresión siguiente para no representar puntos dobles:

$$R > K\ e. \tag{11'}$$

Mediante el desarrollo interno y externo de la hipotrocoide y procediendo como ya se hizo en el caso de la epitrocoide, se obtienen las máquinas trocoidales del tipo B y D.

En la fig. 561 (*a*) se ilustra el esquema de una máquina tipo B en la que el estator tiene perfil hipotrocoide de tres arcos y su desarrollo interno ha generado el perfil del límite del rotor de dos vértices.

En la fig. 561 (*b*) se esboza el esquema de una máquina tipo D en la que el rotor tiene un perfil hipotrocoide de tres arcos y su desarrollo externo ha engendrado el perfil límite del estator de lóbulos con dos vértices hacia el interior.

Análogamente a cuanto fue visto en la confrontación entre la máquina tipo C y la del tipo A, la máquina tipo D difiere de la del tipo B en una inversión del cinematismo que deriva del tipo equirrotativo.

En el caso de plantearse una elección entre los cuatro esquemas fundamentales arriba descritos, resultan de importancia fundamental para las realizaciones constructivas las dimensiones que en cada una de las soluciones adoptan los engranajes que conectan el planetario al estator. Dichos engranajes, aunque no estén solicitados por ninguna carga, deben tener medidas tales que permitan el dimensionado del eje motor, sobre cuya biela actúa la carga total del gas.

En los casos B y C, como resulta evidente examinando los esquemas de las respectivas figs. 559 y 561 (*a*), los círculos S y S' que representan los diámetros primitivos de los engranajes tienen dimensiones particularmente críticas desde este punto de vista. Aumentando el número de los lóbulos, también en estos dos casos los engranajes asumirían dimensiones aceptables.

XXXIII. 4. Cilindrada de los motores con pistones rotativos

Anteriormente se ha visto cómo entre el estator y el rotor resulta delimitado por los vértices un cierto número de cámaras. El volumen de cada cámara varía periódicamente de un máximo a un mínimo: la diferencia entre estos dos valores es la cilindrada unitaria de la máquina.

Describiremos ahora el procedimiento analítico para el cálculo de dicha cilindrada.

Previamente convendrá expresar las ecuaciones (10) y (10′) en una forma general:

$$(12') \qquad \begin{cases} x = R \operatorname{sen} \alpha \pm e \operatorname{sen} K \alpha \\ y = R \cos \alpha + e \cos K \alpha, \end{cases}$$

teniendo presente que el signo superior es válido para máquinas equirrotativas, y el inferior para máquinas contrarrotativas. Esta regla se mantendrá válida para todas las fórmulas que seguirán y que presentan el doble signo.

En relación a la fig. 562 (sistema equirrotativo), se consideran dos vértices consecutivos del rotor. A la posición del primero corresponde el ángulo α, a la del segundo consecuentemente el ángulo $\alpha + \frac{2\pi}{K}$.

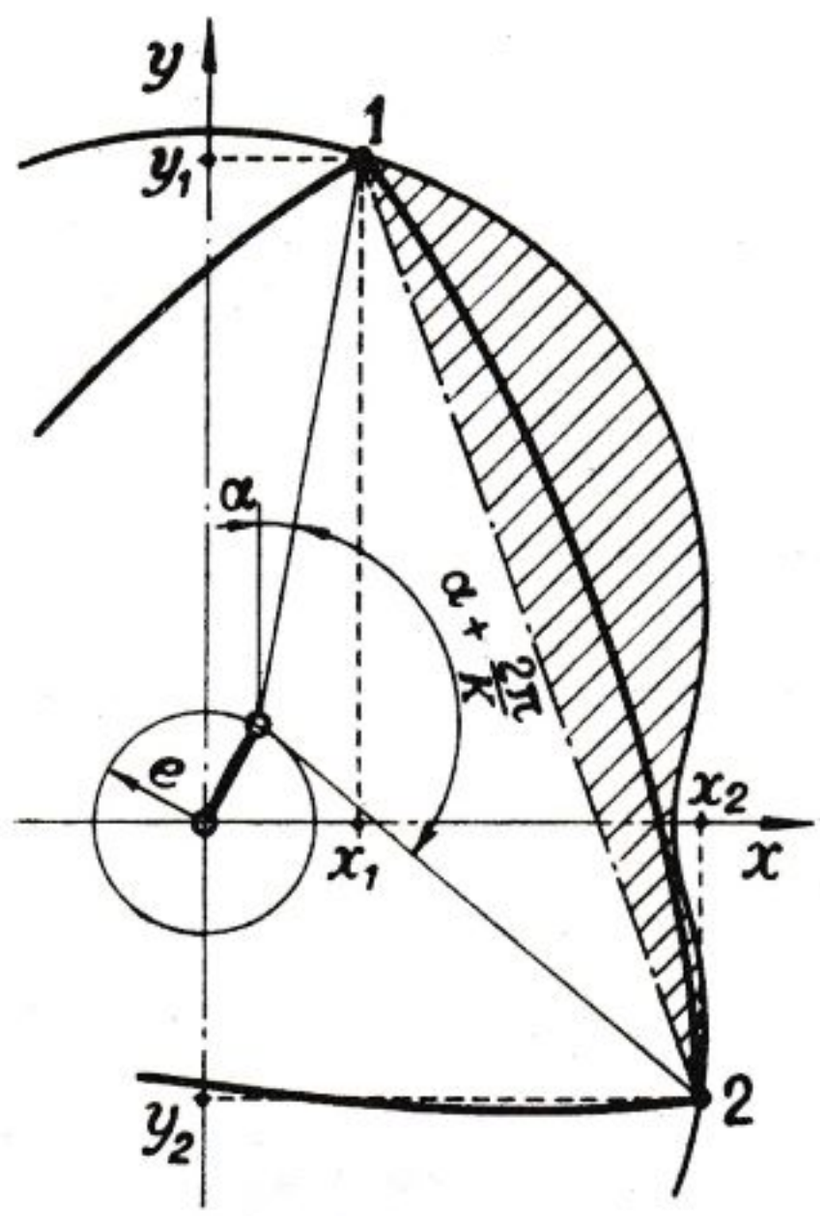


FIG. 562.

El área de la superficie rayada encerrada entre el trozo de perfil del desarrollo comprendido entre los dos vértices y la cuerda respectiva vale:

$$(13') \qquad A = \int_{\alpha}^{\alpha + \frac{2\pi}{K}} y \, dx - \frac{y_1 + y_2}{2} (x_2 - x_1).$$

Teniendo en cuenta la (12') e integrando se obtiene:

$$A=R^2\left[\pi\left(\frac{1}{K}\pm\frac{e^2}{R^2}\right)-\operatorname{sen}\frac{\pi}{K}\left\{\cos\frac{\pi}{K}+\frac{2\,e\,K}{R(K\mp1)}\cos\left[(K\mp1)\,\alpha\mp\frac{\pi}{K}\right]\right\}\right]$$

El máximo del área A se obtiene para valores de

$$\alpha=\frac{\pi}{K\mp1}\,m-\frac{\pi}{K}\qquad \text{con } m=0,\ 2,\ 4,\ldots$$

y vale

$$(15')\qquad A_{max.}=R^2\left\{\pi\left(\frac{1}{K}\pm\frac{e^2}{R^2}\right)-\operatorname{sen}\frac{\pi}{K}\left[\cos\frac{\pi}{K}-\frac{2\,e\,K}{R\,(K\mp1)}\right]\right\}$$

El mínimo se obtiene para valores de

$$\alpha=\frac{\pi}{K\mp1}\,n-\frac{\pi}{K}\qquad \text{con } n=1,\ 3,\ 5,\ldots$$

y vale

$$(16')\qquad A_{min.}=R^2\left\{\pi\left(\frac{1}{K}\pm\frac{e^2}{R^2}\right)-\operatorname{sen}\frac{\pi}{K}\left[\cos\frac{\pi}{K}+\frac{2\,e\,K}{R\,(K\mp1)}\right]\right\}$$

Dado que la superficie comprendida entre la parte del rotor delimitada por dos vértices y la cuerda respectiva no varía, indicando con B la profundidad axial de la cámara, la cilindrada unitaria generada por cada lado del rotor resulta:

$$V_c=B\ (A_{max.}-A_{min.}),$$

que con la (15') y la (16') resulta

$$(17')\qquad V_c=B\cdot e\cdot R\cdot\frac{4\,K}{K\mp1}\operatorname{sen}\frac{\pi}{K}.$$

La (17') es válida para máquinas con rotores de vértices y de lóbulos, equirrotativos o contrarrotativos.

Para determinar la cilindrada total del motor de pistón rotativo es indispensable un término comparativo con los tradicionales motores alternativos. Dado, pues, el número de cámaras, debe establecerse cuál es el número de cilindros de un motor alternativo que resulta cualitativa y cuantitativamente similar en la distribución de la potencia.

Como los motores a pistón rotativo son aptos para realizar ciclos endotérmicos del tipo Otto y Diesel a 2 y 4 tiempos, puede decirse que a paridad de ciclo su cilindrada total es equivalente a la de un motor alternativo de N cilindros, de igual cilindrada unitaria V_c que tuviera la misma frecuencia de las fases útiles de trabajo, combustión y expansión, a igualdad de rotaciones del eje motor.

Indicamos con «DKM» los motores de pistones rotativos conjugados, «KKM» los motores de pistón planetario, «K» el número de las cámaras

de trabajo de cilindrada unitaria V_c, «E» los motores poseyendo el rotor o estator externo con un lóbulo o un vértice de más respecto al elemento interno, «I» los motores poseyendo el rotor interno un lóbulo o un vértice de más respecto al elemento externo, «*i*» y «*e*» subíndices que acompañan a «E» e «I» y que indican respectivamente si los elementos de estanqueidad están situados en el rotor interno o sobre el elemento externo.

Para motores trocoidales que realizan el ciclo Otto a 4 tiempos, el número N de cilindros del motor alternativo de igual cilindrada unitaria V_c, e igual cilindrada total se determina como sigue:

Motores tipo DKM

1) Motores epitrocoidales de tipo «E_e», «I_i».

$$N = K - 1.$$

2) Motores hipotrocoidales de tipo «E_i», «I_e».

$$N = K + 1.$$

Motores tipo KKM

1) Motores epitrocoidales de tipo «E_i», «I_i».

$N = K - 1$ si el elemento epitrocoide es fijo.
$N = K$ si el elemento epitrocoide es giratorio.

2) Motores hipotrocoidales de tipo «E_i», «I_e».

$N = K + 1$ si el elemento hipotrocoide es fijo.
$N = K$ si el elemento hipotrocoide es giratorio.

A título de ejemplo, verificaremos con el cálculo algunas magnitudes características del motor Wankel (1) de cuatro tiempos ciclo Otto KKM 250.

Se dan:

$$e = 11 \text{ mm}; \qquad R = 84 \text{ mm}; \qquad K = 3; \qquad B \div 52 \text{ mm},$$

sistema equirrotativo.

El motor es epitrocoide del tipo «I_i».

Las (12') suministran las coordenadas de la epitrocoide según la cual viene perfilada la superficie interna del estator, dentro del que se mueve el rotor de tres vértices.

(1) V. FROEDE. «Kreiskolbenmotoren Bauart NSU-Wankel», M.T.Z. Enero, 1961, página 4.

Tendremos:

$$x = 84 \text{ sen } \alpha + 11 \text{ sen } 3\ \alpha$$
$$y = 84 \cos \alpha + 11 \cos 3\ \alpha.$$

Las (8′) dan los radios primitivos de los engranajes fijo y móvil

$$R_S = (3 - 1) \cdot 11 = 22 \text{ mm}$$
$$R_S' = 3 \cdot 11 = 33 \text{ mm}.$$

La (9′) proporciona la relación característica de transmisión de la máquina

$$\frac{R_S}{R_S'} = \frac{2}{3}.$$

La (17′) da la cilindrada unitaria del motor

$$V_c = 52 \cdot 11 \cdot 84 \frac{4 \cdot 3}{3 - 1} \text{ sen } \frac{\pi}{3} = 249.670 \text{ mm}^3 = 249{,}7 \text{ cm}^3.$$

La cilindrada total V_T de este motor es equivalente a la de un motor alternativo que tenga un número de cilindros $N = K - 1$, o sea, de un bicilíndrico de cilindrada unitaria igual a V_c.

Será entonces:

$$V_T = 2\ V_c = 499{,}4 \text{ cm}^3.$$

Para concluir este párrafo, añadiremos que se han patentado y realizado máquinas trocoides con movimiento planetario, o bien con los rotores, externo e interno, ambos rotativos.

Hacia 1901 aparecieron máquinas con formas hipotrocoidales que realizaban ciclos endotérmicos; pero gracias únicamente a las investigaciones de Wankel se desarrollaron y construyeron motores endotérmicos con perfiles epitrocoidales.

Sobre estos principios anteriormente sólo se habían realizado los compresores.

XXXIII. 5. Descripción del motor rotativo NSU-Wankel

Como ya hemos dicho, el motor NSU-Wankel ha sido realizado de dos formas distintas: una con la parte externa rotativa y la otra con la parte externa fija. La segunda, por ser la más simple, ha sido elegida como definitiva y corresponde a una máquina «KKM» del tipo «A» con rotores de tres vértices.

A ambos lados se han situado contrapesos para compensar el desequilibrio debido a la excentricidad del perno y del rotor. Sólo si se disponen 4 rotores, con lo que el eje llega a semejarse a un cigüeñal con 4 pernos excéntricos, se puede renunciar a los contrapesos.

El funcionamiento está ilustrado en la fig. 563. En el estator están dispuestas por un lado las aberturas de admisión y escape, que son abiertas y cerradas por el rotor de forma similar a la de los motores de dos tiempos; en el otro lado la bujía de encendido. Cada lado del rotor forma con el estator una cámara de volumen variable que varía

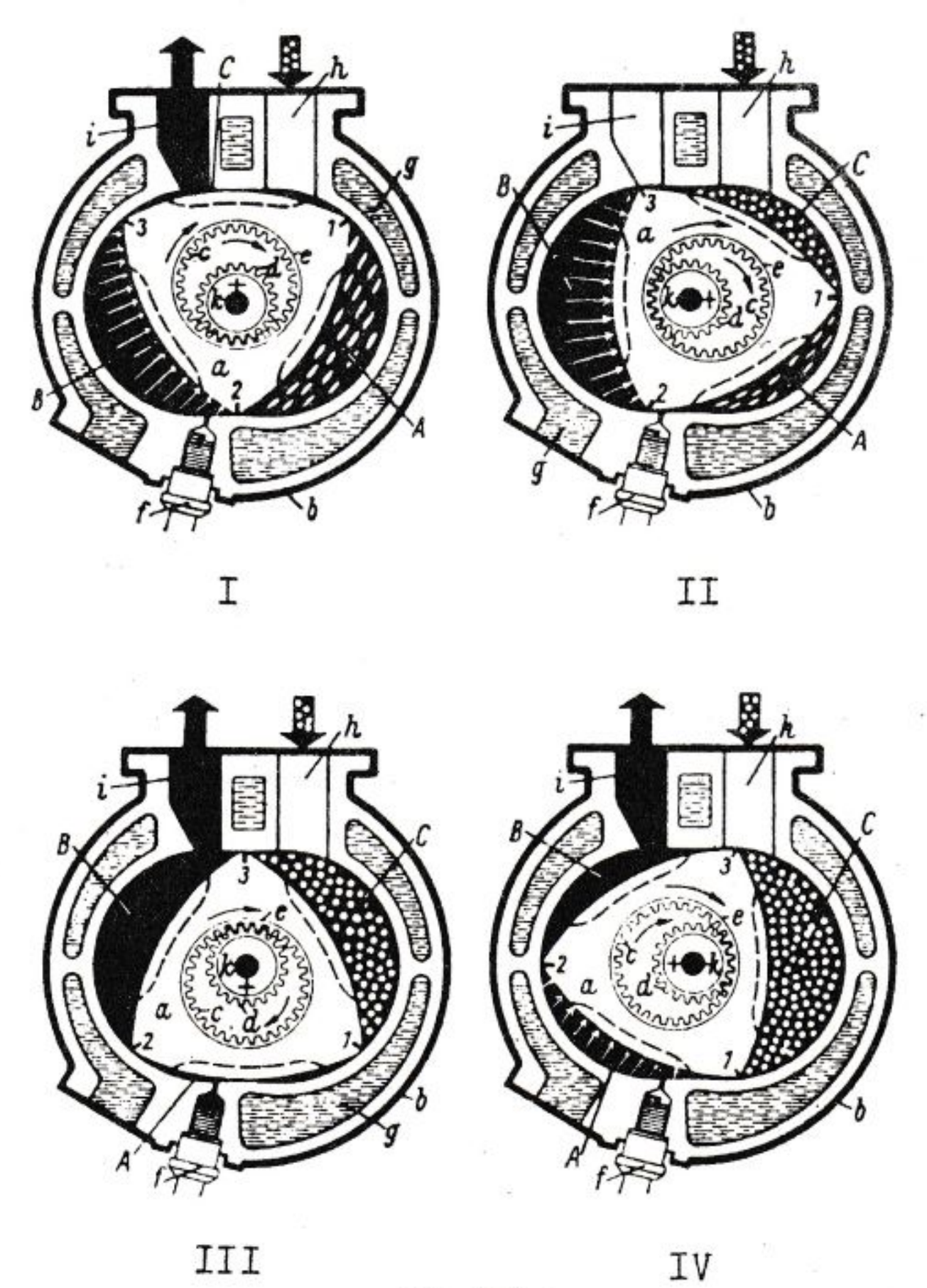


Fig. 563.

I) A, Comienzo de la fase de compresión. — B, Fase de expansión. — C, Termina la fase de escape. — II) A, Fase de compresión. — B, Máximo de la fase de compresión. — C, Fase de aspiración. — III) A, Máximo de la fase de compresión. — B, Comienzo de la fase de escape. — C, Fase de aspiración. — IV) A, Comienzo de la fase de expansión. — B, Fase de escape. — C, Máximo de la fase de aspiración.

1 - 2 - 3. Aristas del rotor con los elementos de estanqueidad. — a, Rotor. — b, Carcasa externa del rotor. — c, Aro con dentado interior unido al rotor. — d, Piñón dentado unido al eje motor. e, Acoplamiento de la rueda dentada al rotor. — f, Bujía. — g, Cámara para el agua de refrigeración. — h, Conducto de admisión. — i, Conducto de escape. — k, Eje motor.

cíclicamente entre un máximo y un mínimo con el movimiento rototraslativo del rotor.

Puede percibirse en la figura que en una rotación completa del rotor en torno al eje propio, correspondiente a tres giros del eje-motor, sobre cada lado del rotor se realiza un ciclo completo de 4 tiempos.

Cada fase individual del ciclo se verifica, pues, con una rotación del eje motor de 270°, mientras que en los motores alternativos a 4 T, la misma se realiza con una rotación de 180°. El proceso de trabajo que se lleva a cabo en una cámara con tres giros del eje motor, se desarrolla simultáneamente, con diferencia de fase, en las otras dos cámaras, con lo cual en el motor se verifica un encendido en cada giro del eje.

Desde el punto de vista de las cargas térmicas, el motor Wankel puede ser parangonado a un motor monocilíndrico de 2 T, donde se verifica precisamente un encendido en cada giro del eje.

Por lo que respecta a la cilindrada total, sobre el plano de la prestación, es más exacto parangonarlo (véase párrafo precedente) a un motor bicilíndrico de 4 T de igual cilindrada unitaria V_c y cilindrada total 2 V_c.

La cámara de combustión está formada por dos partes, una de volumen constante obtenida de la superficie periférica de cada sector del rotor, la otra de volumen variable comprendida entre dicha superficie y la de la epitrocoide que de ella se separa en la fase de combustión. La parte de volumen constante está proporcionada de forma que se obtenga la relación de compresión deseada.

Para cada posición del rotor, el ángulo comprendido entre la normal a la trayectoria de la epitrocoide y la recta que une el vértice del rotor con su eje se denomina ángulo de oblicuidad o inclinación.

El valor máximo que este ángulo asume en las dos direcciones está ligado a los valores del radio generador R y a la excentricidad por la relación:

$$\text{sen } J = K \frac{e}{R}.$$

En la figura 533 están representadas en forma de diagramas las relaciones entre el ángulo de inclinación y la relación de compresión para un motor con epitrocoide que tiene las dimensiones de 100 mm. medidas según el eje mayor. Con el aumento del ángulo de inclinación, el estrangulamiento en la conjunción de los dos vanos de la epitrocoide resulta más acentuado: al mismo tiempo la relación de compresión disminuye. En el diagrama se han trazado las curvas para la máxima relación de compresión teórica y para las relaciones de compresión reales posibles en los ciclos Otto y Diesel. Las relaciones de compresión reales están por debajo del máximo valor teórico a causa de los pasos labrados sobre las superficies del rotor, que permiten al gas pasar de un vano al otro cuando el rotor está en la posición correspondiente al punto muerto. Para el ciclo Otto los pasajes incluyen un volumen aproximadamente igual al volumen teórico mínimo de la cámara de combustión; para el ciclo Diesel sólo son aproximadamente la mitad de este volumen.

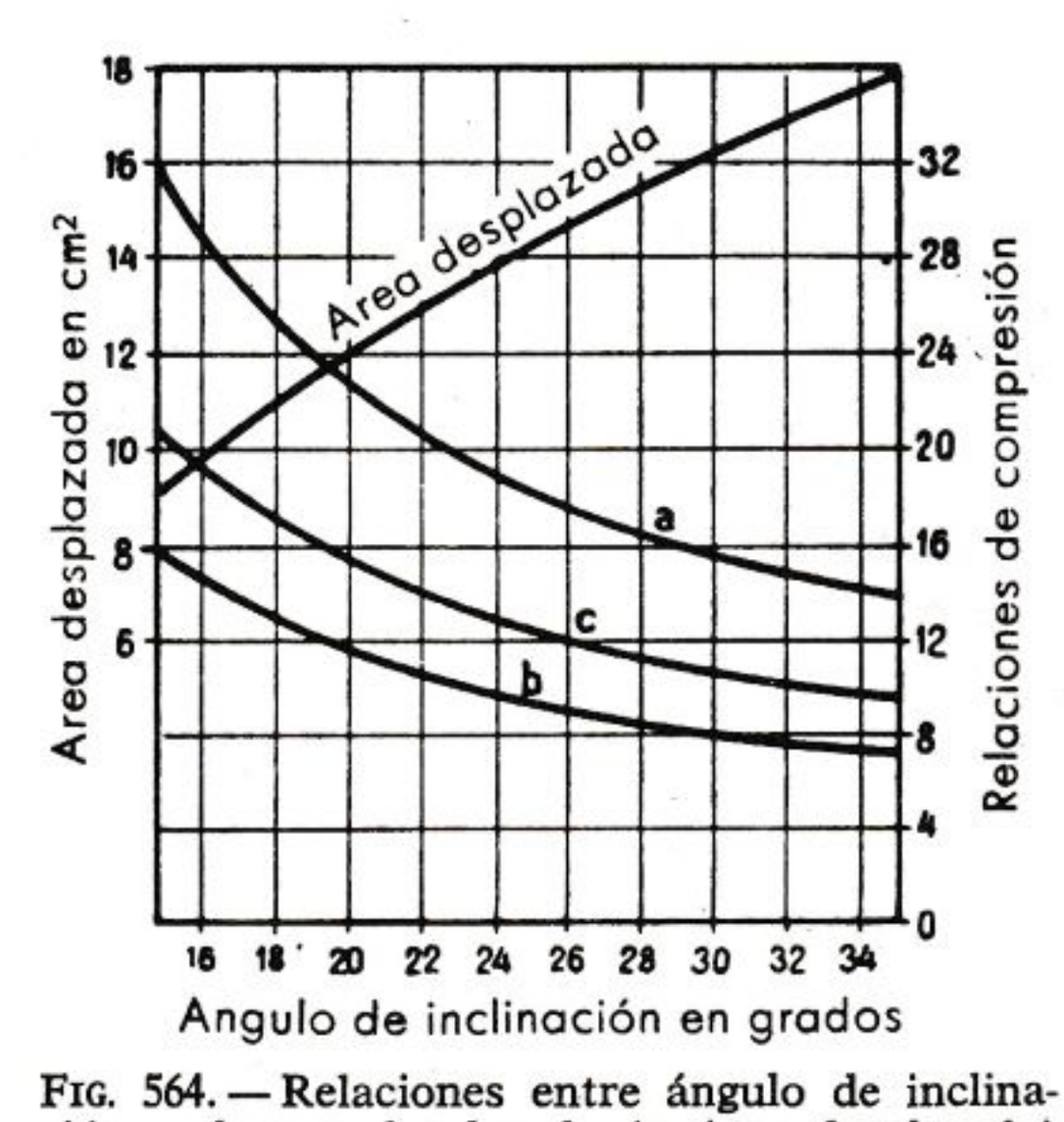


FIG. 564. — Relaciones entre ángulo de inclinación, volumen desplazado (o área desplazada) y la relación de compresión.

a) Curva de la relación de compresión con rotor sin cámara sobre lóbulos.
b) y c) Curvas comparables para rotores con cámaras adaptadas respectivamente a los ciclos Otto y Diesel.

XXXIII. 6. Sistema de estanqueidad y perfil correcto del estator

Son varios los sistemas de estanqueidad probados por los inventores en relación con el motor Wankel. Aquel que hasta el momento ha dado los mejores resultados viene ilustrado en las figs. 565 y 566.

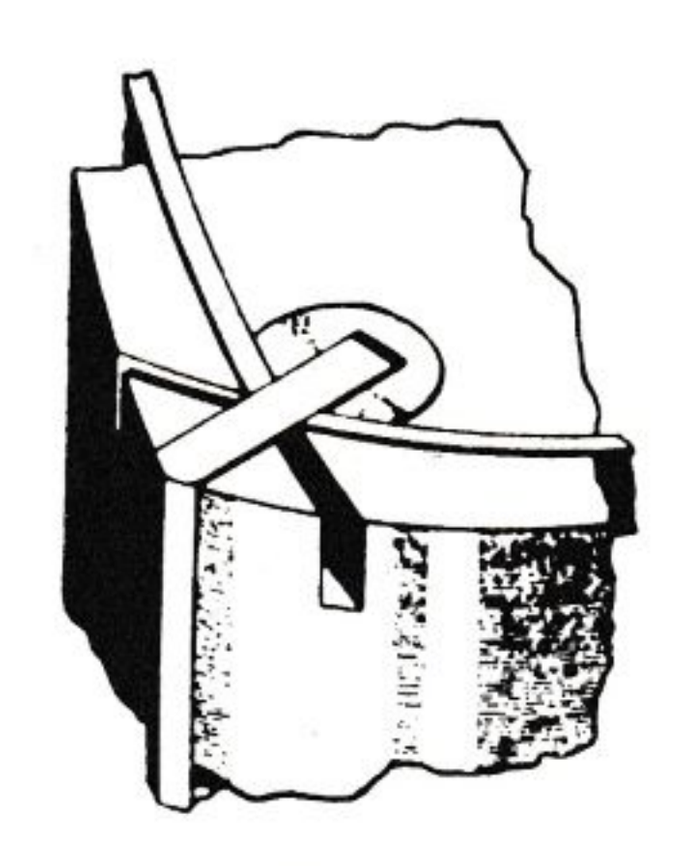


FIG. 565. — Detalle del rotor con los elementos de estanqueidad montados.

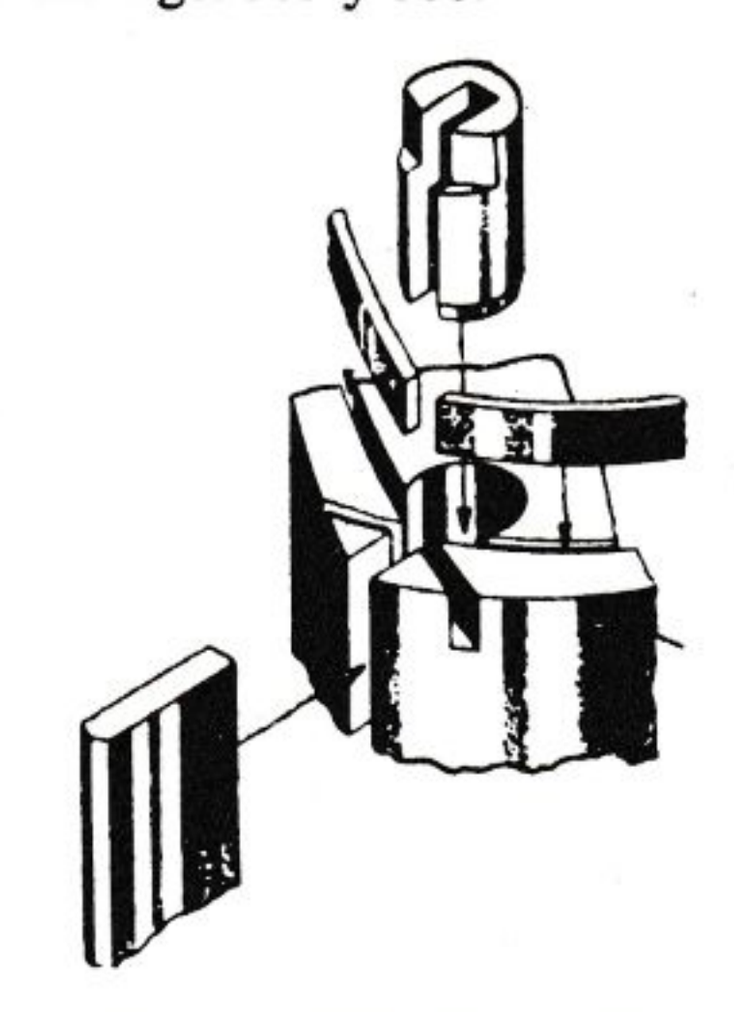


FIG. 566. — Elementos de estanqueidad desmontados.

En canales paralelos al eje y situados sobre los vértices del rotor se encuentran los patines de estanqueidad, ajustados con estrechas tolerancias para la estanqueidad radial. Cada patín está guiado en una canal practicada en un perno que queda alojado en el rotor en la proximidad de cada vértice. Este perno tiene la posibilidad de desplazarse axialmente y su superficie frontal es empujada contra las paredes laterales del estator por la presión del gas.

Dentro de los canales en forma de arco, practicados de vértice a vértice sobre las paredes laterales del motor en las proximidades de su perfil externo y cruzando tangencialmente los pernos, van montadas las láminas de estanqueidad con una forma de sector de círculo.

Estas láminas son muy pequeñas y ligeras al objeto de reducir al mínimo las fuerzas de inercia tangenciales (notables en las soluciones KKM y nulas en las soluciones DKM). Unos muelles ondulados interpuestos entre el fondo de las cajeras y las láminas tienden a mantener a

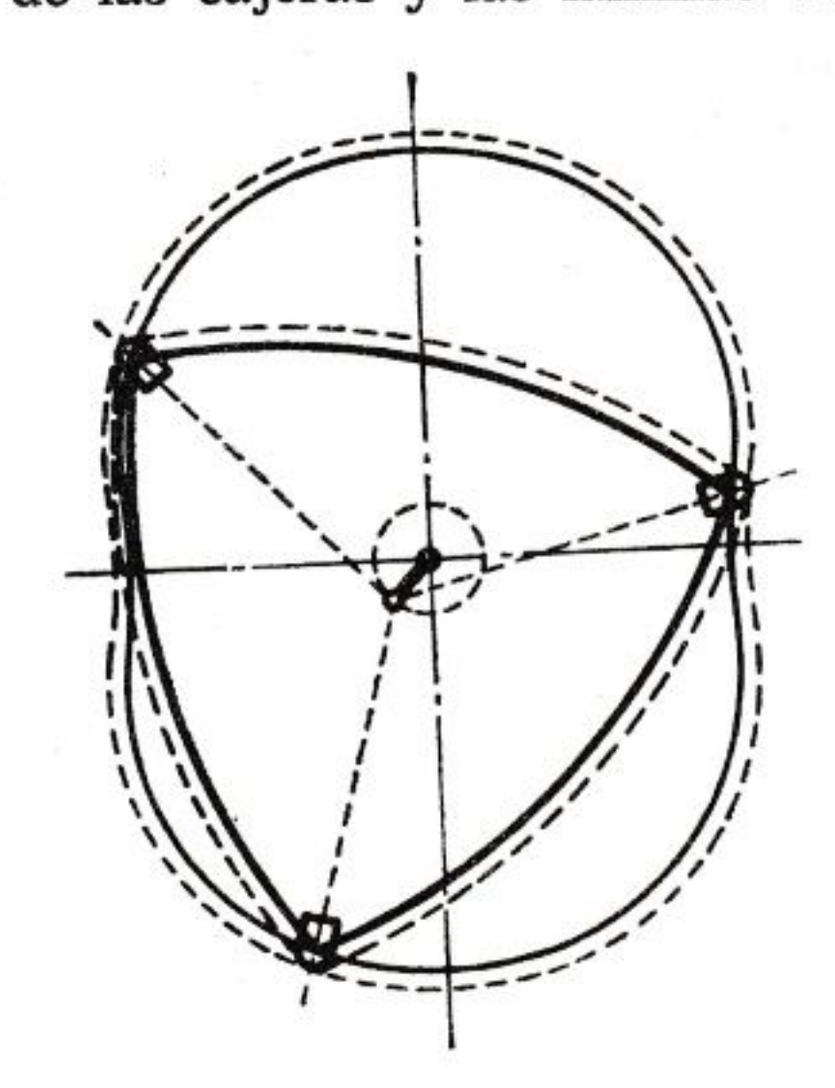


FIG. 567.

éstas constantemente en contacto con las paredes laterales del estator. La acción de los muelles resulta particularmente ventajosa durante el funcionamiento con cargas reducidas de la máquina.

A diferencia de las láminas de estanqueidad lateral que tiene el contacto sobre una superficie, los patines de estanqueidad radiales dispuestos sobre los vértices del rotor, teniendo la parte exterior redondeada, sólo poseen un contacto lineal con el perfil del estator. Si el rotor tuviera que girar entre un estator poseyendo el perfil epitrocoide generado por vértices puntiformes según las ecuaciones (12'), el rozamiento sería tal que produciría un fuerte desgaste entre los elementos de estanqueidad y el estator.

Al objeto de evitar tales inconvenientes, el estator del motor Wankel

tiene un perfil adecuadamente correcto que resulta del desarrollo del contorno generado, por el movimiento del rotor, de la extremidad de los elementos de estanqueidad. En la fig. 567 aparece el perfil correcto del estator; para mayor claridad de representación, el radio del patín en correspondencia con la estanqueidad está bastante exagerado. Una construcción simple para obtener el perfil correcto consiste en trazar a una distancia igual al radio de curvatura del elemento de estanqueidad una curva paralela a la epitrocoide, teniendo los vértices puntiformes coincidentes con los centros de las curvas de los bordes de los patines de estanqueidad.

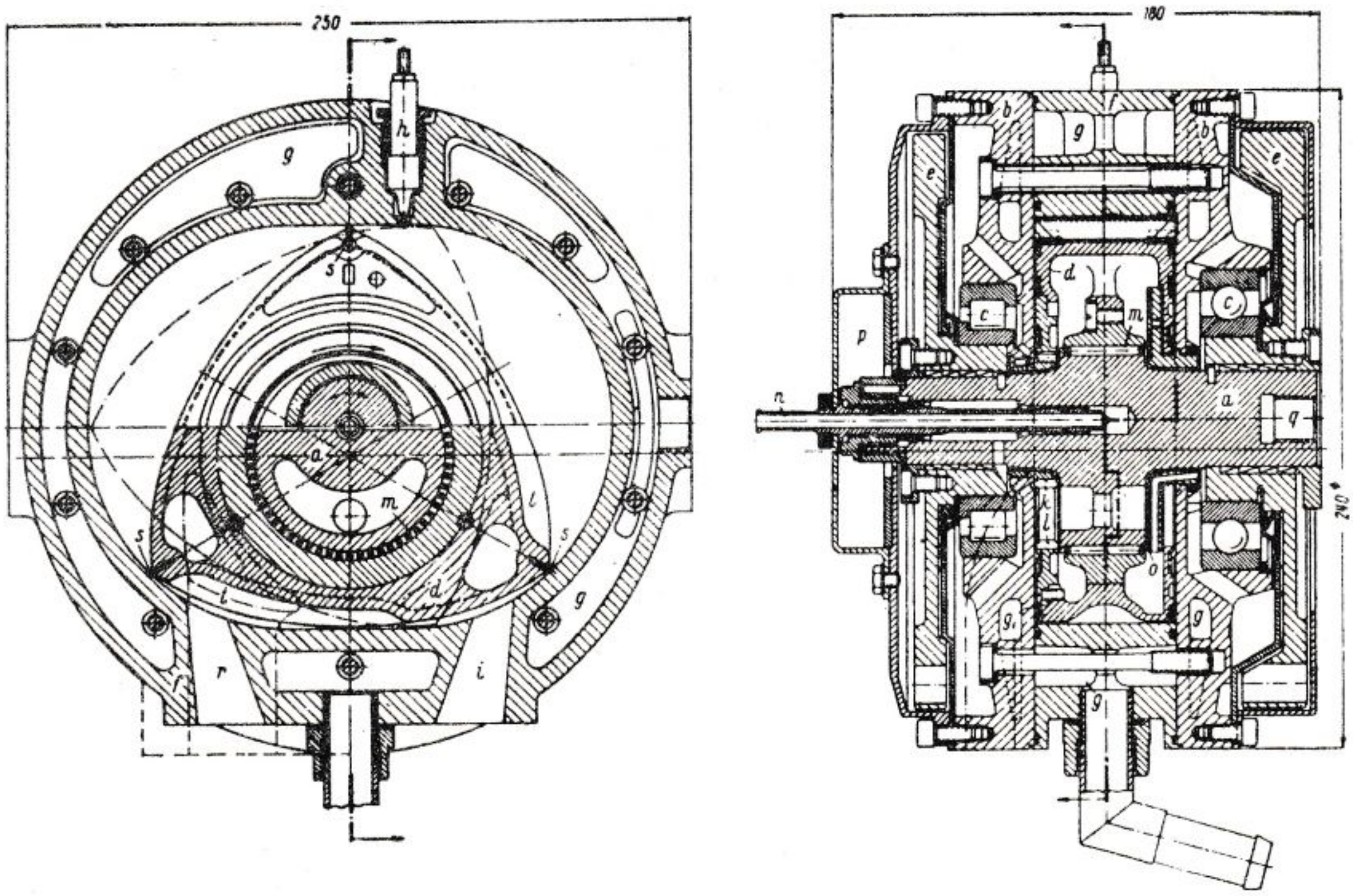


FIG. 568. — Secciones longitudinal y transversal del motor Wankel KKM 250.

a, Excéntrica. — b, Partes laterales de la carcasa. — c, Cojinetes de soporte del eje con excéntrica. — d, Rotor. — e, Masa de equilibrado. — f, Parte central de la carcasa. — g, Espacio para agua de refrigeración. — h, Bujía. — i, conducto de escape. — k, Piñón dentado en la parte lateral del eje. — l, Rueda dentada en el rotor. — m, Cojinetes de rodillos para soporte del rotor. — n, Tubo envío aceite lubricante. — o, Tubo recuperación de aceite. — p, Espacio para interruptor. — q, Acoplamiento para eje exterior. — r, Conducto de aspiración. — s, Patines de estanqueidad. — t, Espacio para cámara de combustión.

Durante el funcionamiento los patines están sometidos, además de a la fuerza centrífuga, que tiende a mantenerlos en contacto con el estator, a las fuerzas de inercia, a las fuerzas debidas a la presión del gas y a las de rozamiento.

La fuerza resultante varía, pues, periódicamente durante cada giro y

en una forma tal que cada patín tiende, para cierta posición del rotor, a moverse hacia el eje de rotación separándose de la superficie de rozamiento.

Puede producirse así una trepidación continua, comparable a la de los

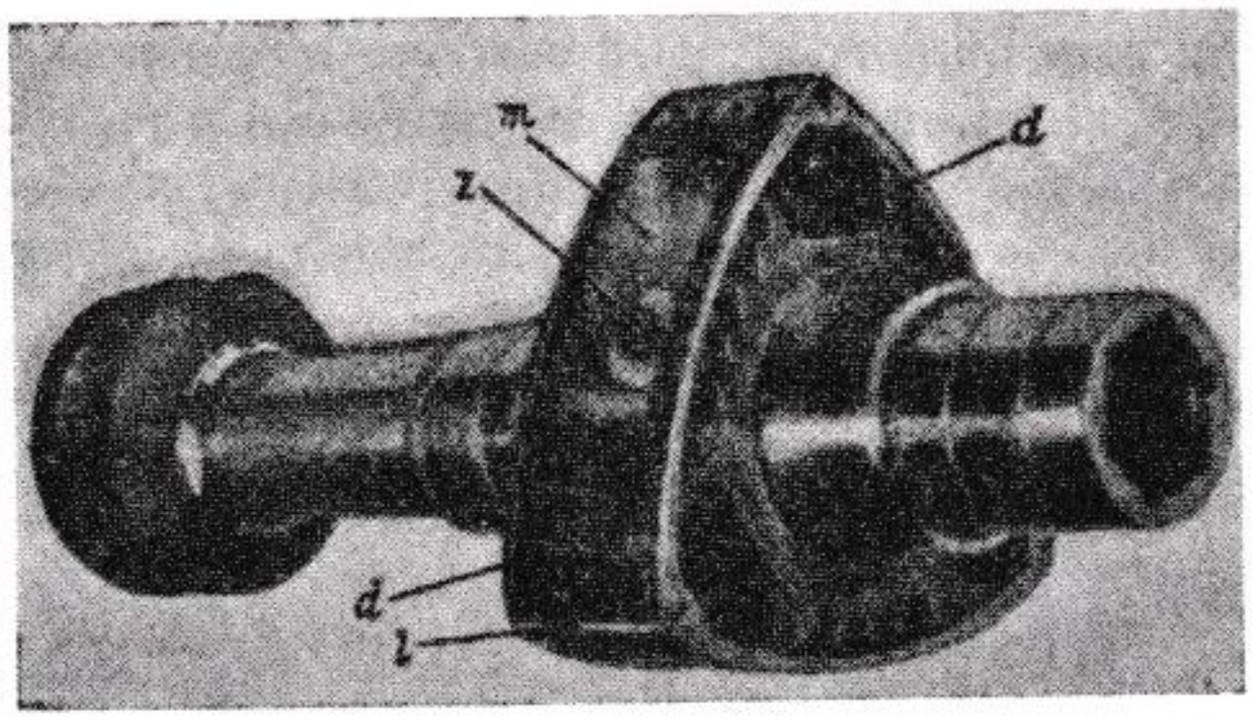


FIG. 569. — Rotor del motor rotativo «DKM 54».

d, Lámina lateral de estanqueidad. — l, Patines de estanqueidad. — m, Cámara de combustión. n, Bujía (montada sólo en el motor en el rotor «DKM 54»).

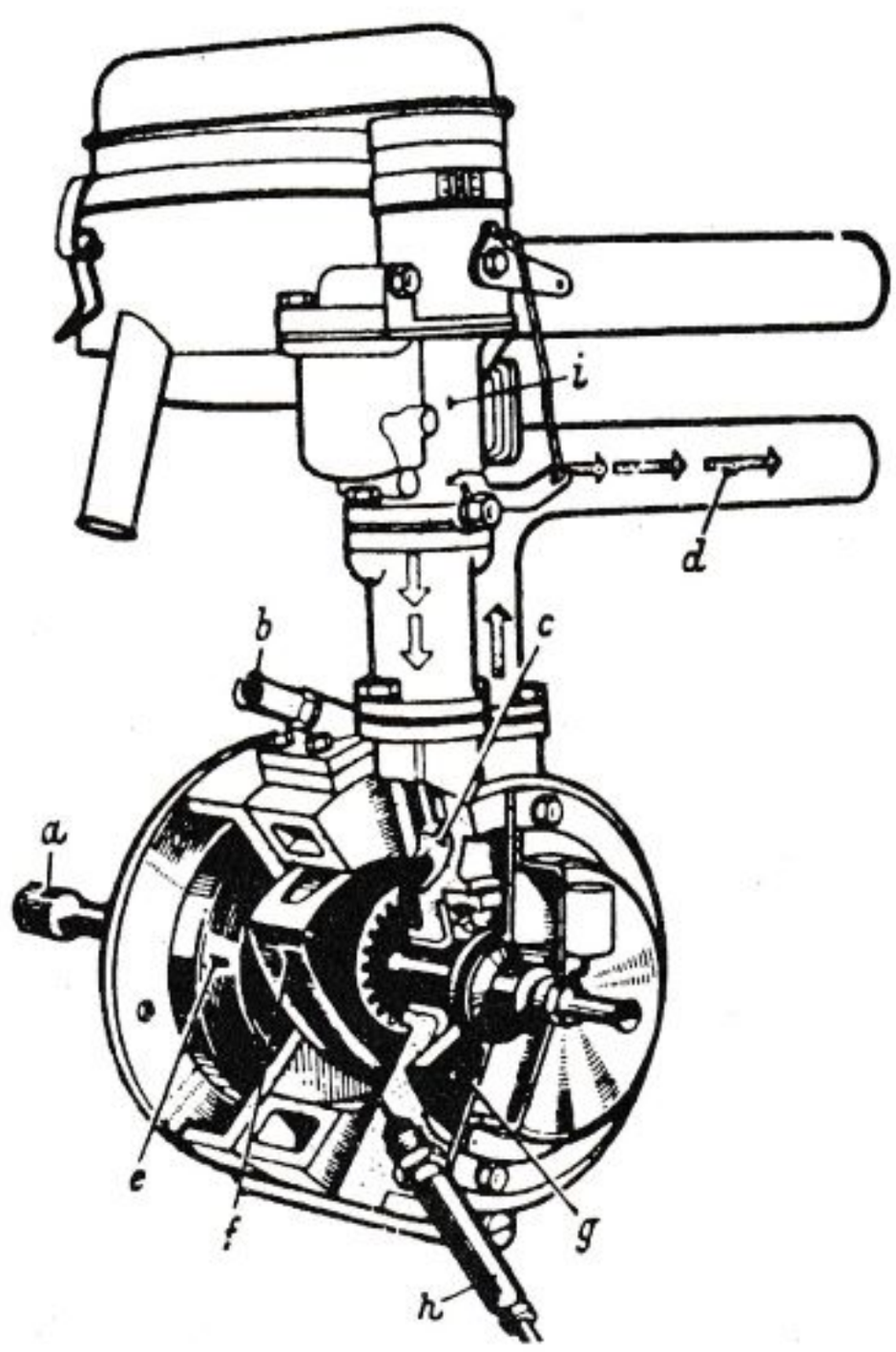


FIG. 570. — Corte en perspectiva del motor Wankel.

a, Eje motor. — b, Tubo envío agua refrigeración. — c. Conducto de admisión. — d, Salida gases de escape. — e, Volante. — f, Rotor. — g, Elemento rotativo del interruptor. — h, Bujía. — i, Carburador.

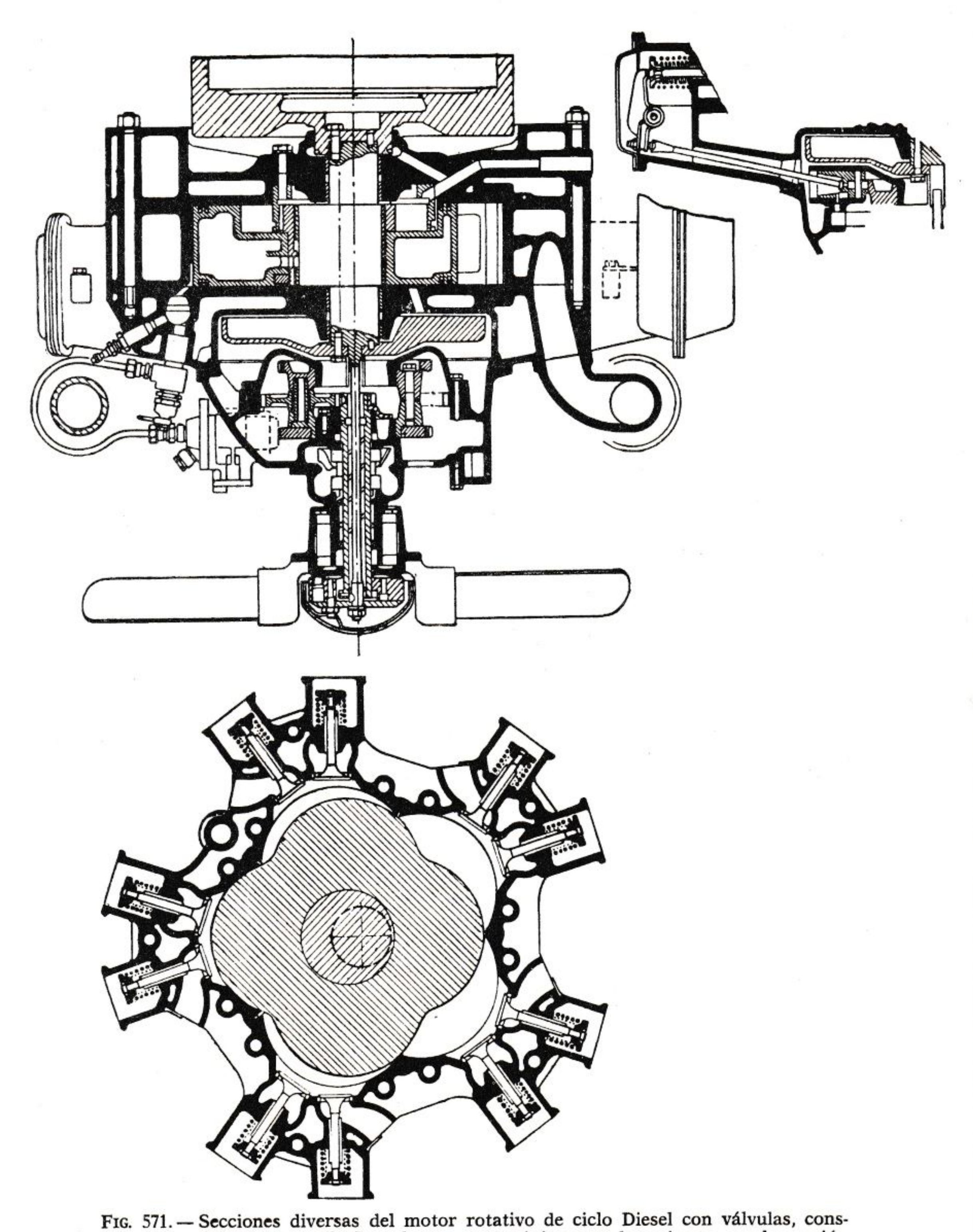


FIG. 571. — Secciones diversas del motor rotativo de ciclo Diesel con válvulas, construido por Rambler-Renault. Los elementos mecánicos son los mismos que la versión precedente a gasolina. Una vuelta del rotor corresponde a seis vueltas del árbol motriz.

anillos para pistones, entre los patines de estanqueidad y el estator, con el peligro de deterioro de la pista epitrocoidal.

Esto puede evitarse interponiendo muelles de lámina entre patín y guía, adoptando acoplamientos muy precisos y, como aconseja el inventor del motor, empleando carcasas trocoidales cromadas para reducir el coeficiente de roce.

XXXIII. 7. Resultados del motor Wankel

Las pruebas han demostrado que el motor Wankel es capaz de elevadas presiones medias efectivas. La gama de regímenes a los cuales el funcionamiento es más regular está más bien desplazada hacia las altas velocidades; se encuentran serias dificultades para obtener un bajo régimen de mínimo como el de los motores alternativos. Mientras que el rendimiento volumétrico es óptimo y se mantiene elevado, el rendimiento mecánico es más bien bajo y por ello el consumo específico es peor que el de los motores alternativos.

Una de las mayores dificultades consiste en la estanqueidad del gas entre rotor y carcasa. Las condiciones de estanqueidad son distintas para las zonas radiales y para las axiales: en las aristas internas de la carcasa la estanqueidad es muy difícil de realizar y mantenerse buena con el tiempo.

Las condiciones de funcionamiento de la bujía son más duras que en los motores alternativos tanto por la frecuencia de las chispas como por la temperatura alcanzada. Hay que recordar, como hemos visto en el párrafo 5, que el funcionamiento del motor Wankel es comparable al de un motor de 2 tiempos y por ello los problemas que le atañen son muy similares tanto por los regímenes o cargas térmicas como por la regulación y el comportamiento a los diversos regímenes.

La refrigeración y la lubricación presentan también dificultades.

APÉNDICE

PRUEBAS DE LOS MOTORES ENDOTÉRMICOS

CAPÍTULO XXXIV

PRUEBAS EXPERIMENTALES, MEDIDA DE LA POTENCIA, CONSUMO Y RENDIMIENTOS

XXXIV. 1. Pruebas experimentales y pruebas de aceptación

Las pruebas de los motores endotérmicos se distinguen en **pruebas experimentales** y **pruebas de aceptación.**

Las **pruebas experimentales** se efectúan en naves especialmente equipadas y comprenden aquel conjunto de experiencias e indagaciones que son necesarias para obtener una cuidadosa medida y registro de todos los datos que tienen relación con las características de un motor. Las principales pruebas experimentales son aquellas que sirven para determinar los valores del *par motor,* de la *presión media efectiva,* de la *potencia desarrollada,* de la *potencia absorbida por los rozamientos,* del *consumo,* del *rendimiento volumétrico,* así como de los otros *varios rendimientos.*

Se efectúan también otras pruebas en cada caso para efectuar investigaciones y estudios que tienen por objeto examinar el desarrollo de los fenómenos termodinámicos (determinando, por ejemplo, los valores y la marcha de las presiones en el cilindro, la composición de los gases de escape, las calorías sustraídas por la refrigeración, etc.) y de efectuar mediciones que, permitiendo modificar los factores que tienen influencia sobre las características del motor y sobre el funcionamiento de cada uno de sus órganos, conducen a mejorar el proyecto y la construcción.

Todos los motores de nuevo proyecto son sometidos a una larga serie de pruebas experimentales; éstas se alternan con pruebas de duración y de carga que, después de una cuidadosa puesta a punto, se repiten hasta alcanzar los resultados previstos en el proyecto.

Cuando un motor prototipo, ampliamente experimentado, se le juzga en condiciones de cumplir con un cierto margen de seguridad, el servicio al que ha sido destinado se le denomina *comprobado.* En el caso de los motores para autovehículos, en general la comprobación está señalada por la entidad que ha realizado la prueba, la cual es parte de la casa constructora. En el caso de los motores de aviación y marinos, o ferroviarios, cuando la producción está intervenida por el Estado, las

pruebas de comprobación se efectúan con arreglo a normas especiales y son *controladas por Comisiones Inspectoras del Estado.*

Las pruebas de comprobación de los motores ferroviarios se efectúan según las normas y bajo el control de la Union Internationale des Chemins de Fer (U. I. C.) y son válidas para todas las administraciones ferroviarias adheridas.

Las *pruebas de aceptación* se refieren a los motores que han superado ya las pruebas de comprobación. Para los autovehículos y para la aviación, las pruebas de aceptación sirven para controlar que las características de los motores de producción en serie corresponden a las de los *prototipos* comprobados y al mismo tiempo a efectuar un período de rodaje o *asentamiento del motor.*

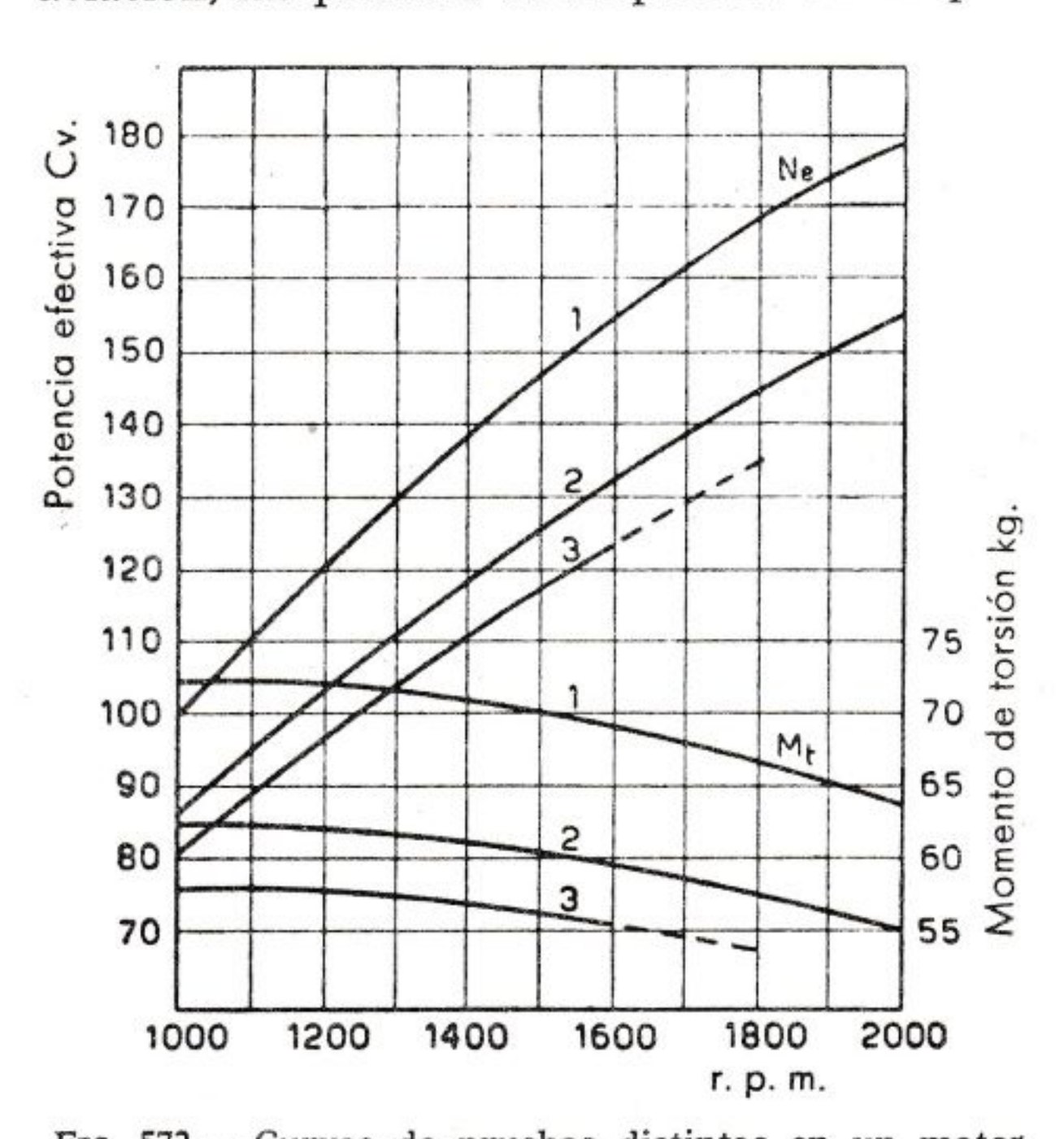


FIG. 572. — Curvas de pruebas distintas en un motor Diesel rápido de 4 tiempos sobrealimentado, cilindrada 10.500 cm³ aproximadamente.

Las curvas indican la potencia lograda en el banco a la cota de 300 m y a la temperatura ambiente de 30° C, sobre el motor rodado y revisado, provisto de ventilador, silencioso, filtro de aire y otros órganos. Corresponden a tres pruebas diferentes.

Prueba 1.ª: Para utilización de la potencia máxima *intermitente* (autotracción, escavadoras, grúas y otras aplicaciones similares).

Prueba 2.ª: Para *utilización irregular de la potencia no excediendo la duración de una hora* (aserraderos, trituradoras, grupos electrógenos no continuos, embarcaciones deportivas).

Prueba 3.ª: Para utilización de la *potencia máxima excediendo la duración de una hora* (bombas centrífugas, grupos electrógenos continuos, embarcaciones para servicio público, etc.). Para utilización continua a régimen superior a 1.600 r.p.m. hay que obtener autorización.

Nota.—Los valores del diagrama deben ser disminuidos en 1 % por cada 6° C de temperatura que excedan al valor de 30° C, y en 1 % por cada 100 m que excedan la cota de 300 m en la prueba 1.ª, 1.400 metros en la prueba 2.ª y 2.000 m en la 3.ª.

En el caso de los grandes motores marinos, los prototipos, después de la comprobación, se montan sin más a bordo y las pruebas de aceptación desarrolladas en el mar son un complemento de las experimentales desarrolladas en la sala de pruebas.

Las pruebas de aceptación consisten en general en la determinación de la potencia y en controles de funcionamiento, o bien pruebas de más o menos duración y severidad hechas con el objeto de garantizar al usuario el servicio contratado (pruebas irregulares de aceptación, según normas unificadas o bien según convenios adicionales).

Naturalmente, el género y número de datos que se obtiene en estas pruebas dependen en gran parte del destino del motor; en la figura 572 se puede observar la diferencia entre varias curvas de potencia establecidas para un mismo motor según el uso a que está destinado.

El número y la modalidad de las pruebas, así como los instrumentos empleados para efectuarlas, varían al variar el tipo de motor, de las condiciones de producción y de su empleo.

Ha sido efectuado un gran desarrollo en los instrumento, sobre todo en las pruebas de los motores rápidos de EB y de EC; lo que se explica por el hecho de que las dificultades para realizar en éstos las diversas medidas son muy superiores a las que se encuentran en el campo de los motores Diesel lentos. Recordamos, por ejemplo, en el caso de los motores de aviación, la prueba en la sala de alta cota, o sea aquella prueba que se efectúa en un ambiente que reproduce las condiciones atmosféricas en vuelo.

XXXIV. 2. Medida de la potencia al freno

El medidor de potencia más rudimentario es el **freno de Prony,** que ha sido descrito en el párrafo VII. 2 de la primera parte.

El freno de Prony no se usa en la práctica porque presenta grandes dificultades para la disipación del calor y para mantener constante el par resistente; se ha descrito solamente porque se presta a una rápida explicación del principio sobre el que están basados todos los frenos dinamométricos.

Los frenos dinamométricos comúnmente empleados están comprendidos en las siguientes categorías:

a) Frenos hidráulicos.
b) Frenos eléctricos.
c) Frenos aerodinámicos.

En la fórmula

$$N = \frac{R}{716} F \cdot n$$

ya ilustrada en el capítulo VII y que da la potencia al freno N cuando son conocidos:

F, fuerza aplicada al brazo del freno (kg);
n velocidad angular del motor (r.p.m.);
R, longitud del brazo de aplicación de la fuerza F (m),

la relación $\frac{716}{R}$ es constante para cada freno y se llama «constante

del freno». En general se elige R igual a 0,716 m, o bien a 1,432 m, de modo que la constante resulta 1.000 o bien 500. La fórmula resulta ahora:

$$\text{para } R = 0{,}716 \text{ m} \qquad N = \frac{F \cdot n}{1000}$$

$$\text{para } R = 1{,}432 \text{ m} \qquad N = \frac{F \cdot n}{500}$$

Los frenos son medidores de potencia por *absorción* o por *acción directa* por cuanto absorben o disipan la energía producida por el motor.

Existe también una categoría de medidores de *acción indirecta*; a éstos pertenecen los **torsiómetros**, los cuales se intercalan entre el motor y el elemento conducido y no absorben energía durante la medida del momento transmitido. Por tanto, para usar un torsiómetro en el banco de pruebas hay que acoplarlo a un freno, el cual provoca en la transmisión la reacción al momento motor que hay que medir y que viene expresado por el valor de la deformación angular sufrida por el dispositivo.

La determinación de la potencia en la rueda de un autovehículo puede ser efectuada con dispositivos externos al vehículo, análogos a los ordinarios medidores por absorción: consisten generalmente en ruedas especiales sobre las que actúan las ruedas motrices, unidas a un freno común de medida.

XXXIV. 3. Frenos hidráulicos

Los frenos hidráulicos son aptos para medir la potencia en la mayor parte de los motores endotérmicos. Se componen de un *rotor* y de una envuelta o *estator*, llena de agua.

En el freno Froude, que es el tipo comúnmente usado, tanto el rotor como la envuelta están provistos de cavidades y paletas de perfil adecua-

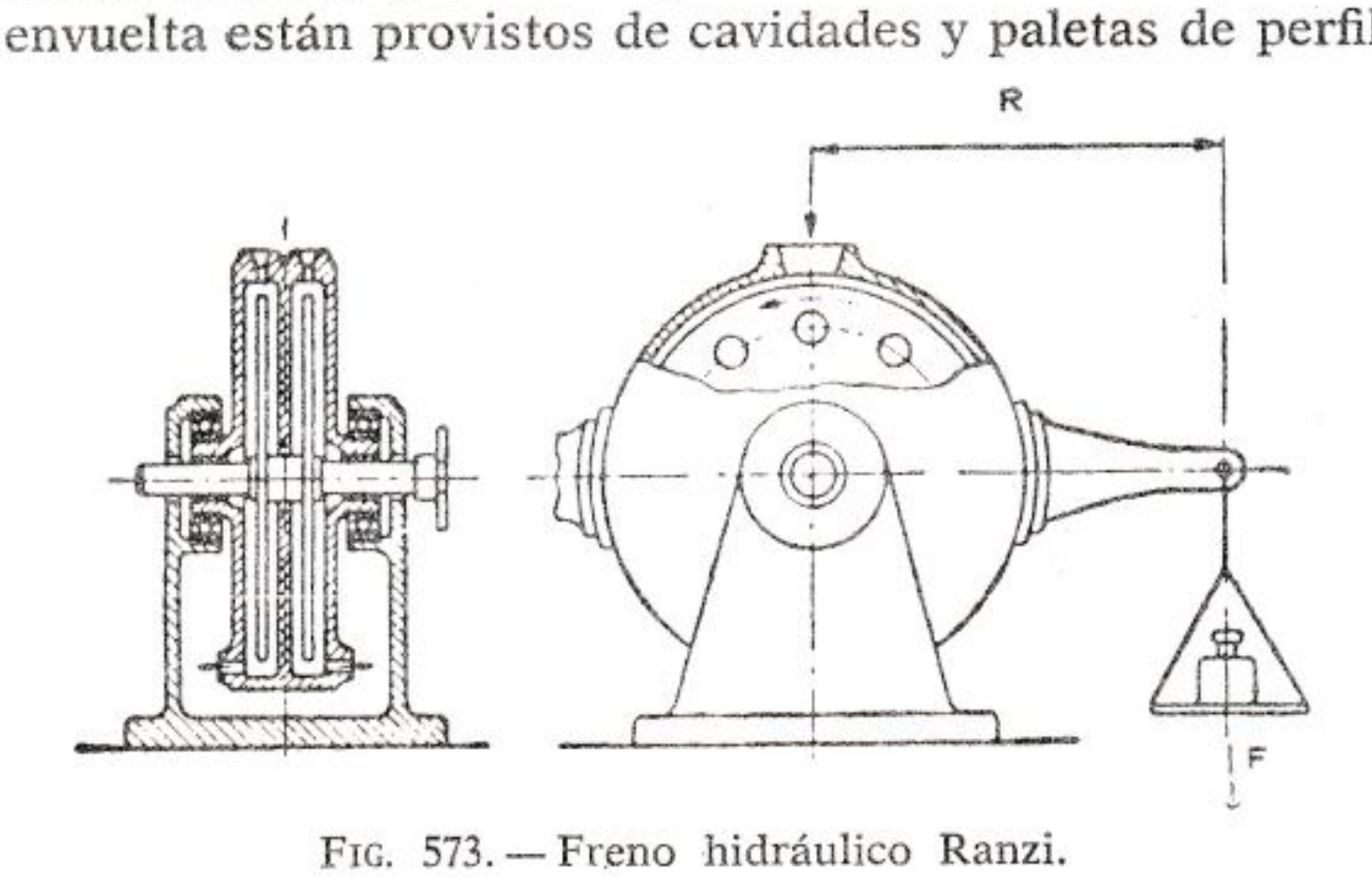


Fig. 573. — Freno hidráulico Ranzi.

do que le imprimen al agua un movimiento vertiginoso, el cual absorbe y transforma en calor el trabajo realizado por el motor.

En el freno Ranzi (o Brotherhood, o Junkers) el rotor está formado por uno o más discos comprendidos a su vez entre discos fijos a la envuelta (fig. 573); el espacio entre los discos móviles y los fijos es muy pequeño, por lo que el agua interpuesta entre ellos es arrastrada violentamente y se calienta por roce interno; los discos llevan en general orificios que sirven para aumentar la resistencia frenante.

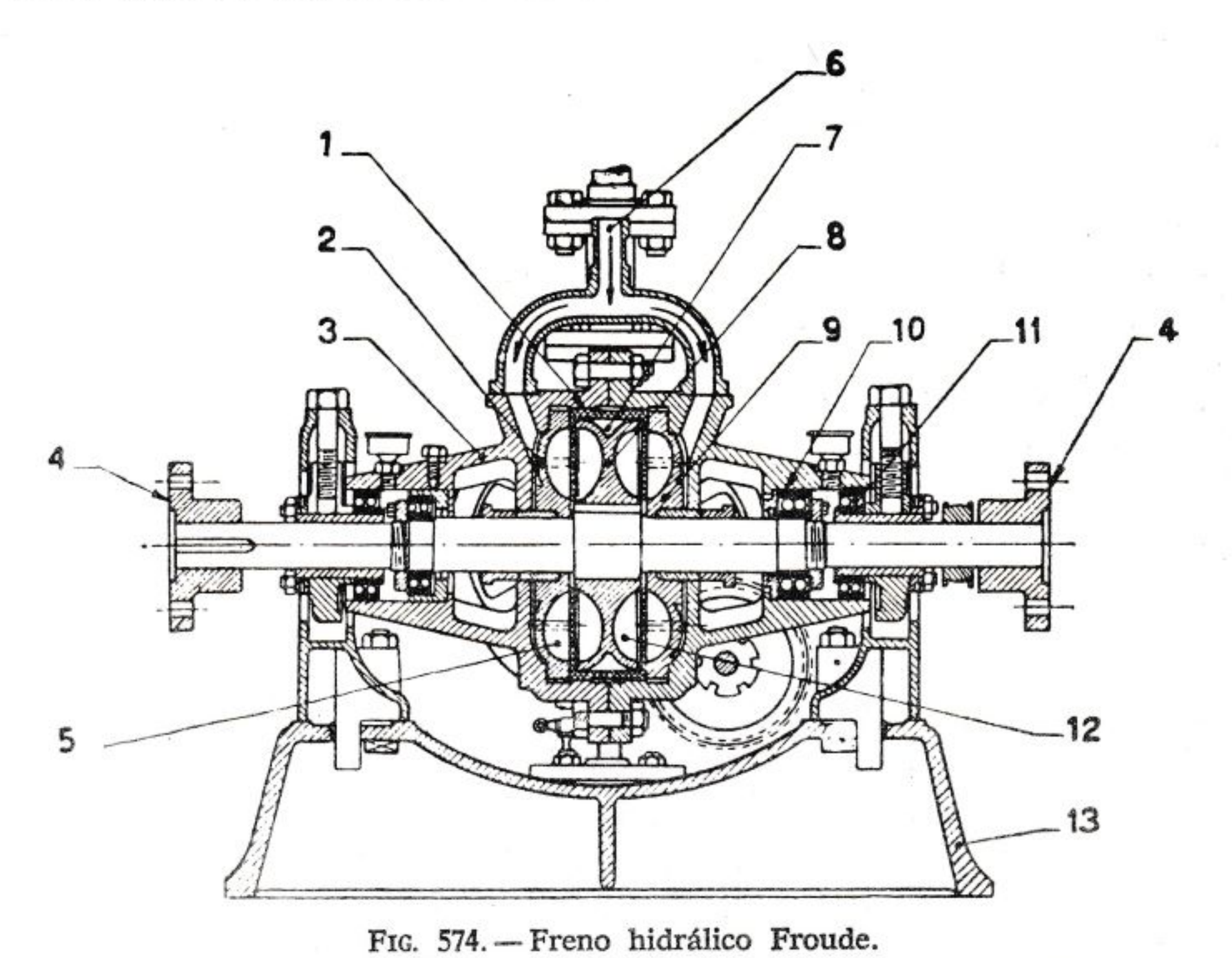


FIG. 574. — Freno hidrálico Froude.

1, Semienvuelta de regulación. — 2, Orificios de alimentación del rotor. — 3, Envuelta. — 4, Plato de acoplamiento al eje motor. — 5, Cavidad del estator. — 6, Entrada del agua de circulación. 7, Canal anular de salida del agua de circulación. — 8, Rotor. — 9, Estator. — 10, Cojinetes de bolas para soporte del eje. — 11, Cojinetes de bolas para soporte de la envuelta. — 12, Cavidad del rotor. — 13, Bancada.

El agua, en ambos casos, se hace circular por el interior, de modo que el calor se absorbe a medida que es generado.

Las variaciones de carga se obtienen variando el nivel de agua en el interior del freno.

En la figura 574 está representada una sección del freno hidráulico Froude.

El rotor 8 está montado sobre un eje soportado por cojinetes de bolas 10, unidos a la envuelta 3, la cual, a su vez, está soportada por cojinetes de bolas 11, unidos a una bancada fija 13; el estator 9, solidario a la envuelta es, por tanto, libre de oscilar en torno al rotor. Para la

prueba, el eje del freno se aplica directamente al eje de cigüeñal del motor mediante el plato 4. Sobre las dos caras del rotor y del estator, enfrente una de la otra, se practican, como ya hemos dicho, cavidades 5 y 12 de sección semielíptica, comprendidas entre paletas inclinadas.

Durante el funcionamiento, el agua que llena la cavidad es puesta en circulación según un movimiento vertiginoso (fig. 575) porque al ser lanzada por el rotor hacia el exterior penetra en las cavidades del estator en su periferia y, después de recorrerla, retorna a velocidad disminuida en la del rotor por la parte más próxima al eje de rotación.

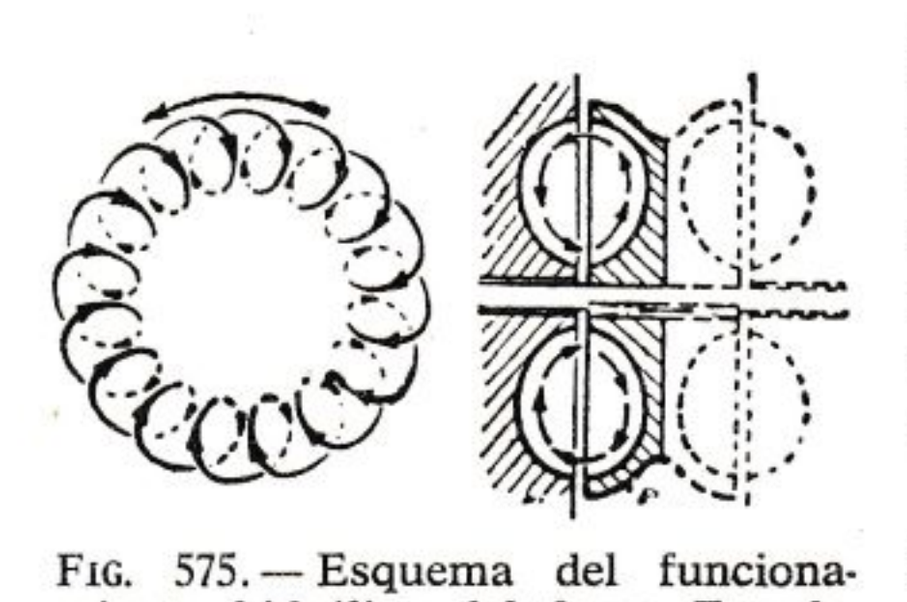


FIG. 575. — Esquema del funcionamiento hidrálico del freno Froude.

La resistencia que el agua opone a la rotación del rotor reacciona sobre el estator produciendo un par igual al par motor; este par se mide por medio de una balanza (visible en la figura 576) aplicada en la extremidad del brazo que lleva el estator.

En el espacio comprendido entre el rotor y los dos elementos del estator pueden trasladarse dos medias envueltas semicirculares (fig. 577)

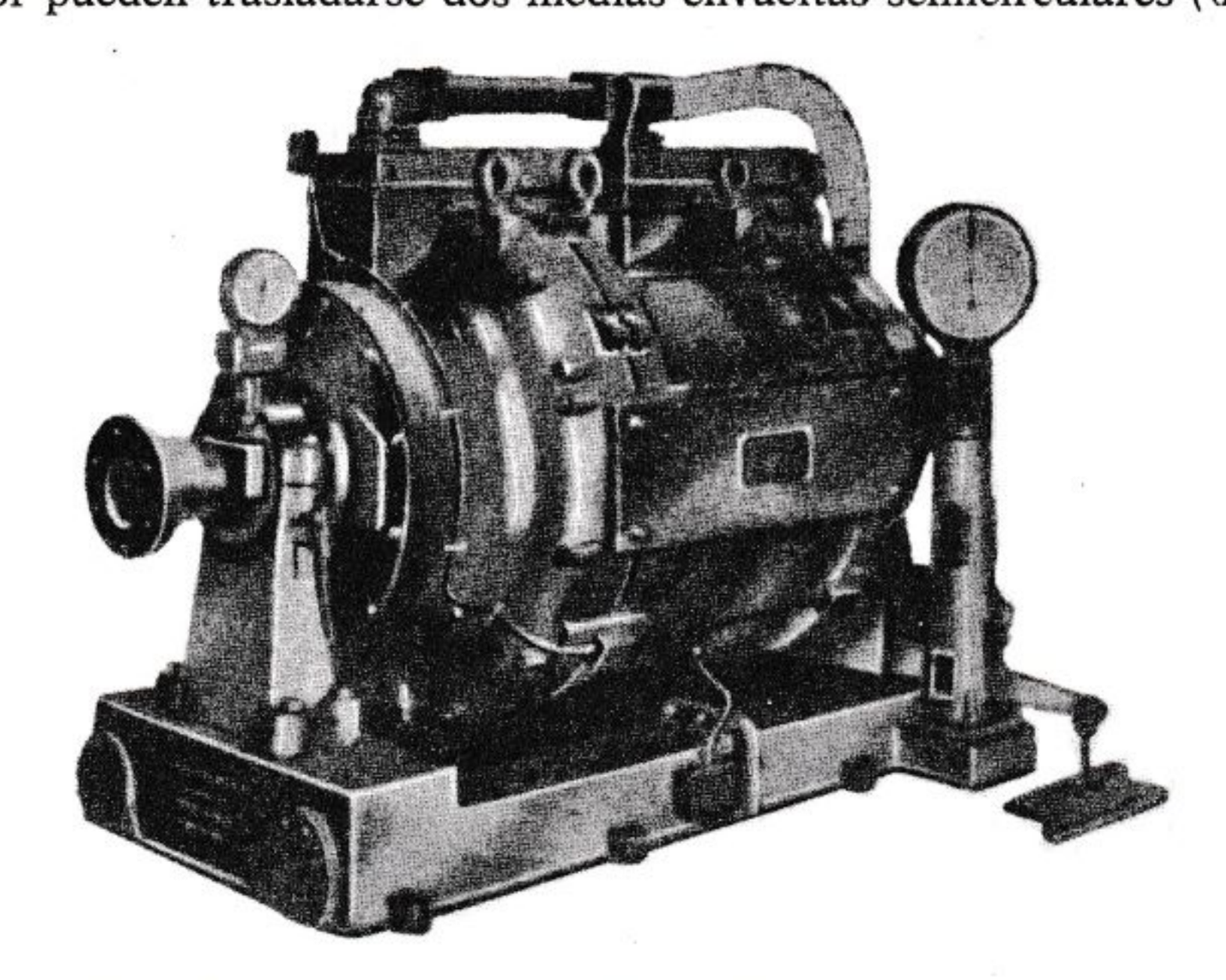


FIG. 576. — Freno de corrientes parásitas Heenan para potencias hasta 4.000 CV a 700/2.000 r.p.m.

que se desplazan por medio de un volante situado en el exterior. Accionando el volante, las dos semienvueltas se aproximan o se alejan del eje de rotación haciendo inactivo, a los efectos de la circulación de agua,

un número menor o mayor de cavidad; de este modo se obtienen las variaciones de carga sobre el motor.

En el último tipo de la Froude la circulación de agua se varía de la siguiente forma (figura 578). El agua llega a un poceto situado en la bancada del freno. De aquí y a través de la válvula 7 es aspirada por la bomba centrífuga 5 coaxial con el rotor del freno y enviada al estator 2 a través de los orificios 3; terminada su acción, retorna al poceto a través del orificio calibrado 8. La regulación del par frenante se obtiene con el sistema de la figura 579, variando con un grifo el caudal del agua de la bomba centrífuga al estator del freno. En el depósito del freno se introduce un caudal de agua suficiente para impedir una elevación demasiado fuerte de la temperatura. El agua en exceso se derrama por un desahogo y es descargada. El cálculo de la potencia se hace con el

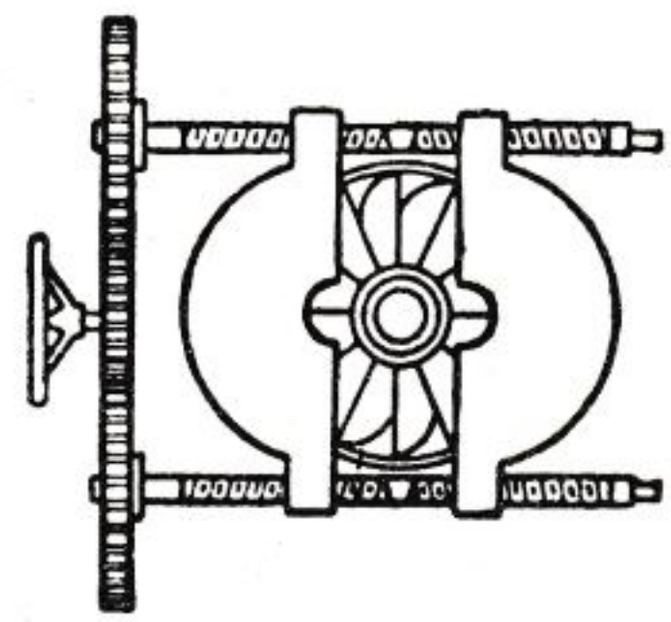


FIG. 577. — Semienvueltas de regulación del freno Froude.

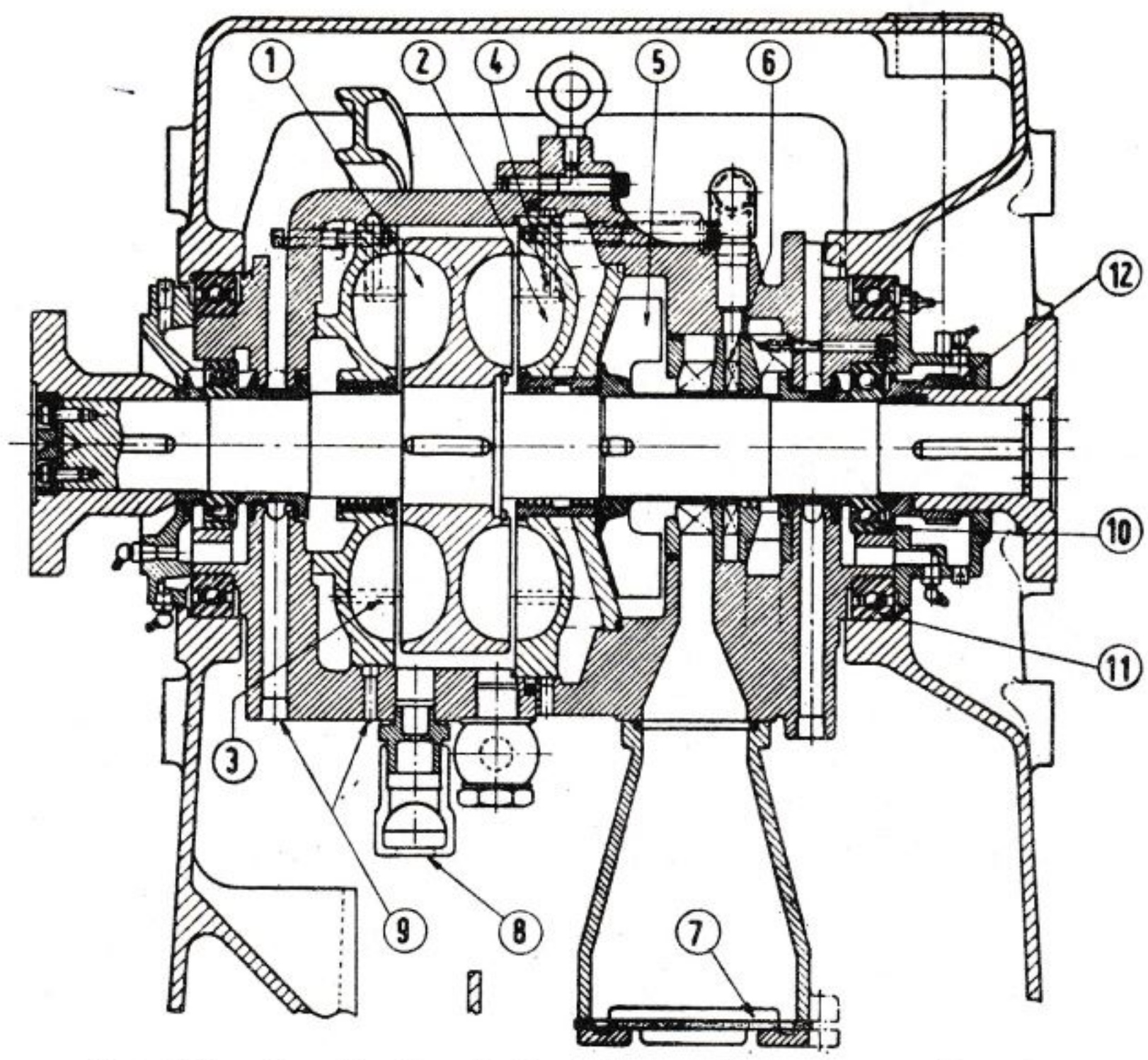


FIG. 578. — Sección longitudinal de un dinamómetro Froude.

1, Rotor. — 2, Estator. — 3, Orificios entrada de agua. — 4, Salida de aire. — 5, Rotor de la bomba. — 6, Compartimiento de estanqueidad a la entrada de la bomba. — 7, Válvula de aspiración de charnala. — 8, Orificio de salida de la válvula. — 9, Orificio salida pérdidas de agua de aire. — 10, Cojinetes del eje. — 11, Cojinetes sobre la bancada. — 12, Engranajes de transmisión al contador de revoluciones.

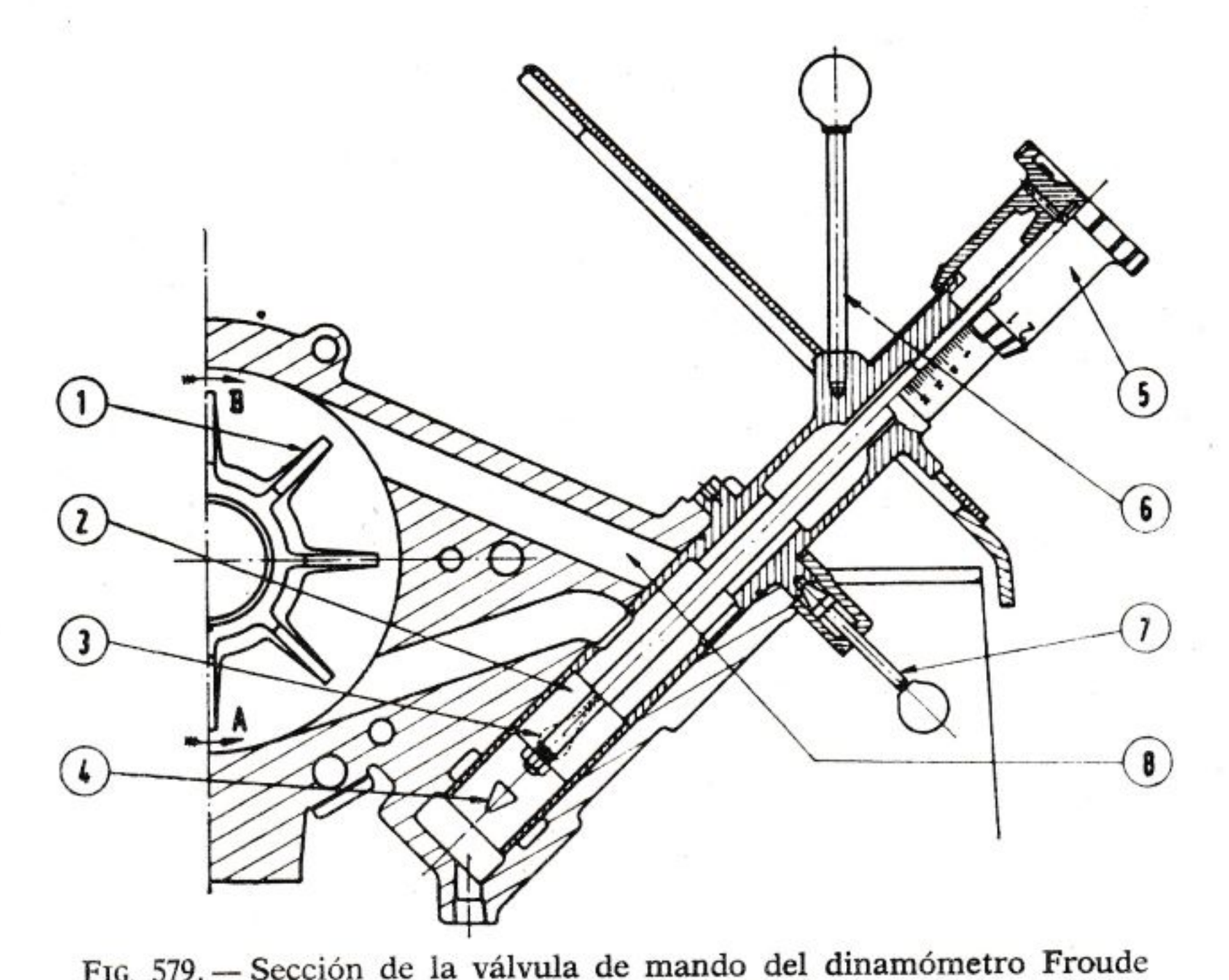


FIG. 579. — Sección de la válvula de mando del dinamómetro Froude y su disposición tipo G.

A, Sentido de rotación normal. — B, Sentido de rotación invertido. — 1, Rotor de la bomba. — 2, Pistón de regulación de la carga. — 3, Entrada de agua. — 4, Salida auxiliar de agua. — 5, Mando a mano de regulación de la carga. — 6, Mando de inversión y exclusión de la carga. 7, Bloqueo del mando anterior. — 8, Alimentación de agua (por rotación invertida).

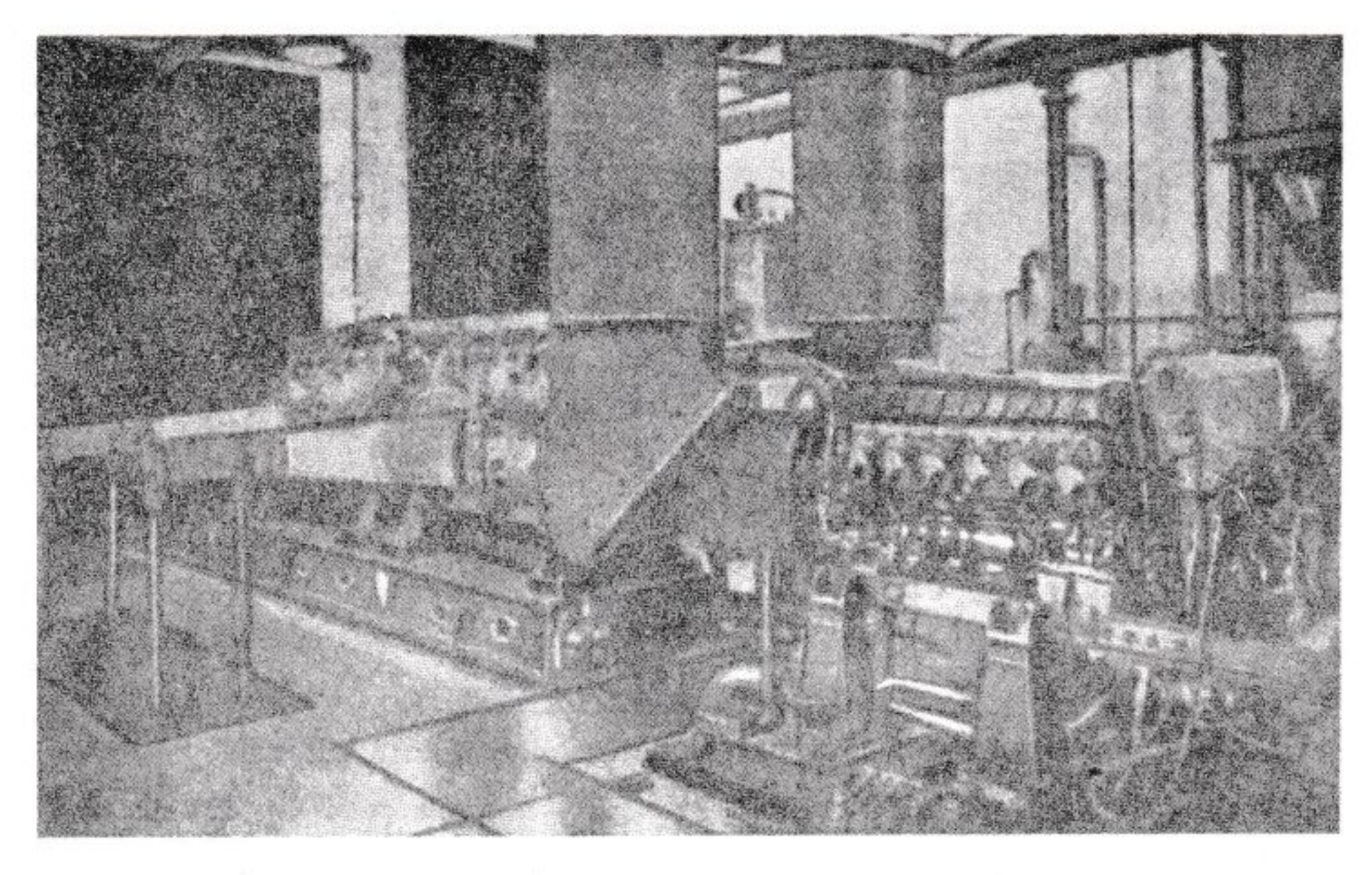


FIG. 580. — Instalación de un motor de aviación en el banco de pruebas.

auxilio de un taquímetro (contador de revoluciones) movido en general por el mismo freno, aplicando una de las dos fórmulas dadas en el párrafo precedente.

XXXIV. 4. Frenos eléctricos

Los frenos eléctricos son los medidores de potencia más prácticos en todos aquellos casos en que es posible su aplicación. En el campo automovilístico se usan en gran escala, también, por su sensibilidad y, por tanto, precisión, para la medida de potencia y del par con cargas bajas.

Los frenos eléctricos son de dos tipos: de *corrientes parásitas* y *electrodinámicos (dinamo freno)*.

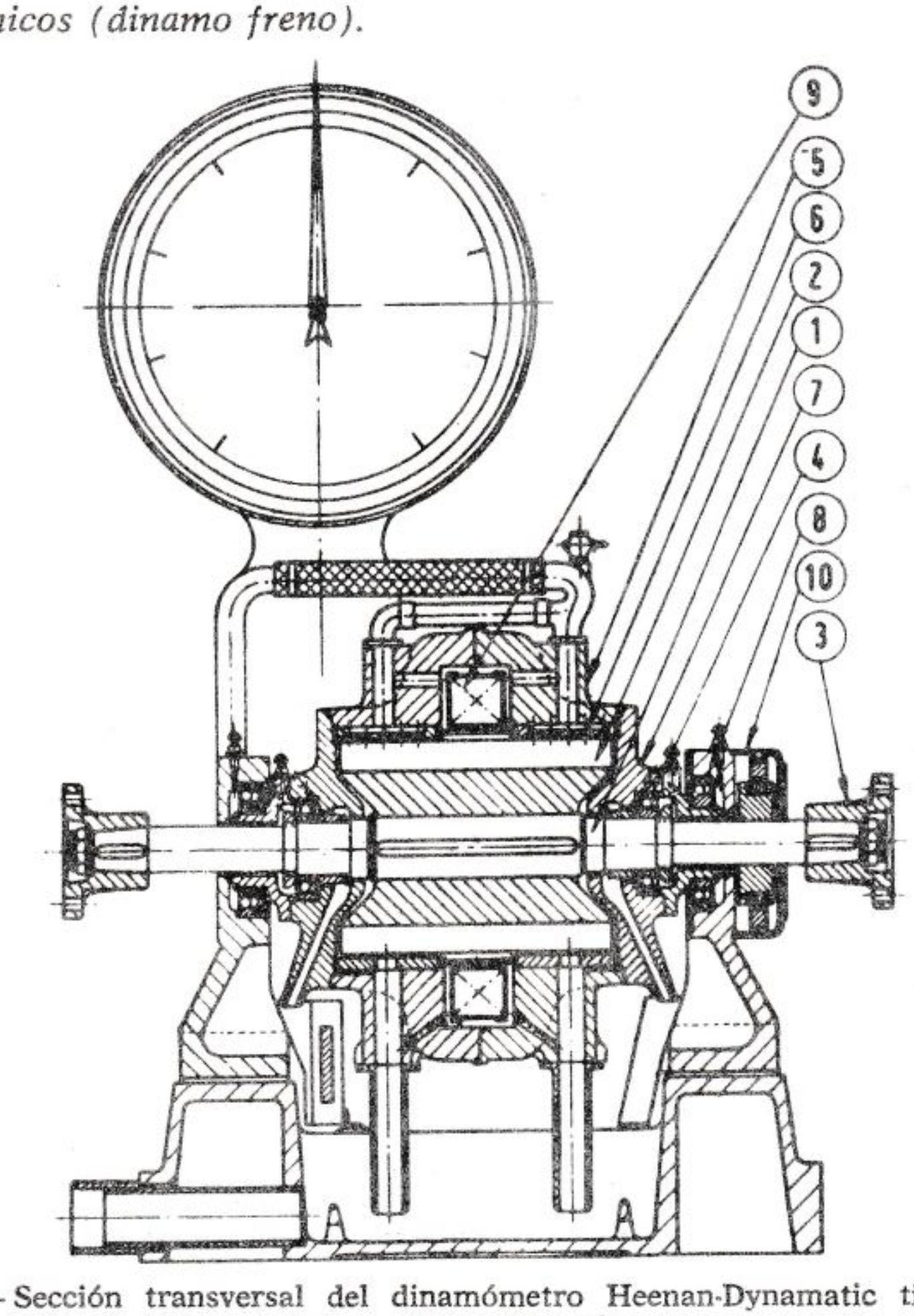


FIG. 581. — Sección transversal del dinamómetro Heenan-Dynamatic tipo G.V.A.L. del modelo Mark IV.

1, Rotor. — 2, Eje principal. — 3, Plato de unión. — 4, Cojinete del eje principal. — 5, Estator. 6, Anillo interno del estator. — 7, Cabeza del estator. — 8, Cojinetes del estator. — 9, Serpentín de refrigeración. — 10, Regulador.

a) *Freno de corrientes parásitas.*

La figura 581 muestra su sección longitudinal. Está constituido por un rotor 1, cuyo eje 2 está soportado por cojinetes de bolas 4 montados en las extremidades 7 del estator 5. El estator, a su vez, está soportado por cojinetes oscilantes 8 montados sobre la bancada del freno. En el centro del estator está situado el enrollamiento de campo 9, cuyas espiras son coaxiales con el eje del freno. Aplicando a este enrollamiento una corriente continua se produce un campo magnético toroidal. El rotor 1, de acero especial de alta permeabilidad magnética, tiene aproximadamente la forma de un grueso piñón dentado con dientes rectos; el mismo forma parte del circuito magnético y sus dientes están separados del estator por un delgado entrehierro. El estator 5 y los anillos 6 son también de acero de alta permeabilidad magnética.

Dada la configuración del conjunto, se presentan concentraciones de flujo magnético en las partes correspondientes a los dientes del rotor y, por tanto, cuando éste gira, las zonas de los anillos 6 del estator que en un cierto instante están opuestas a los dientes o bien comprendidas entre dos dientes del rotor, son alternativamente magnetizadas y desmagnetizadas. Se generan, por tanto, en los anillos del estator corrientes parásitas que disipan en el calor, por efecto Joule, la energía suministrada al freno por el motor térmico; el calor generado es sustraído con una corriente de agua.

La rotación del estator se impide por un brazo unido a una balanza que permite la medida del par.

La regulación del par frenante se obtiene variando la intensidad de la corriente continua que recorre el enrollamiento de campo, o por medio de un reóstato o por sistemas electrónicos que permiten obtener particulares características de par frenante en función de la velocidad.

Esta última posibilidad hace particularmente interesante este tipo de freno, por ejemplo, cuando se requiere que la velocidad permanezca constante independientemente de la carga durante la operación de puesta a punto del motor o bien cuando se quiere simular en el banco el funcionamiento del motor sobre el vehículo.

b) *Freno electrodinámico*

El freno electrodinámico o dinamo-freno es el medidor de potencia más práctico en todos los casos en que es posible su aplicación, particularmente desde el punto de vista económico.

Está constituido por una dinamo que funciona como freno durante la generación de la corriente. La determinación de la potencia del motor térmico puede hacerse midiendo con un voltímetro y un amperímetro la potencia eléctrica suministrada por la dinamo de la cual se conoce el rendimiento a los varios regímenes *(método del generador eléctrico)*, pero en el caso más común se hace midiendo el momento con el sistema de la dinamo de cuna (fig. 582).

El estator, constituido por el inductor en anillo de la dinamo, está soportado por dos grandes cojinetes de bolas fijos a la bancada; el eje del inducido está unido al eje motor por medio de un acoplamiento generalmente flexible. El estator lleva un brazo equilibrado por un peso diametralmente opuesto. A la extremidad del brazo se aplica el peso o la fuerza que sirve para crear el momento necesario para mantener fijo el estator, momento igual y contrario al par motor del motor térmico.

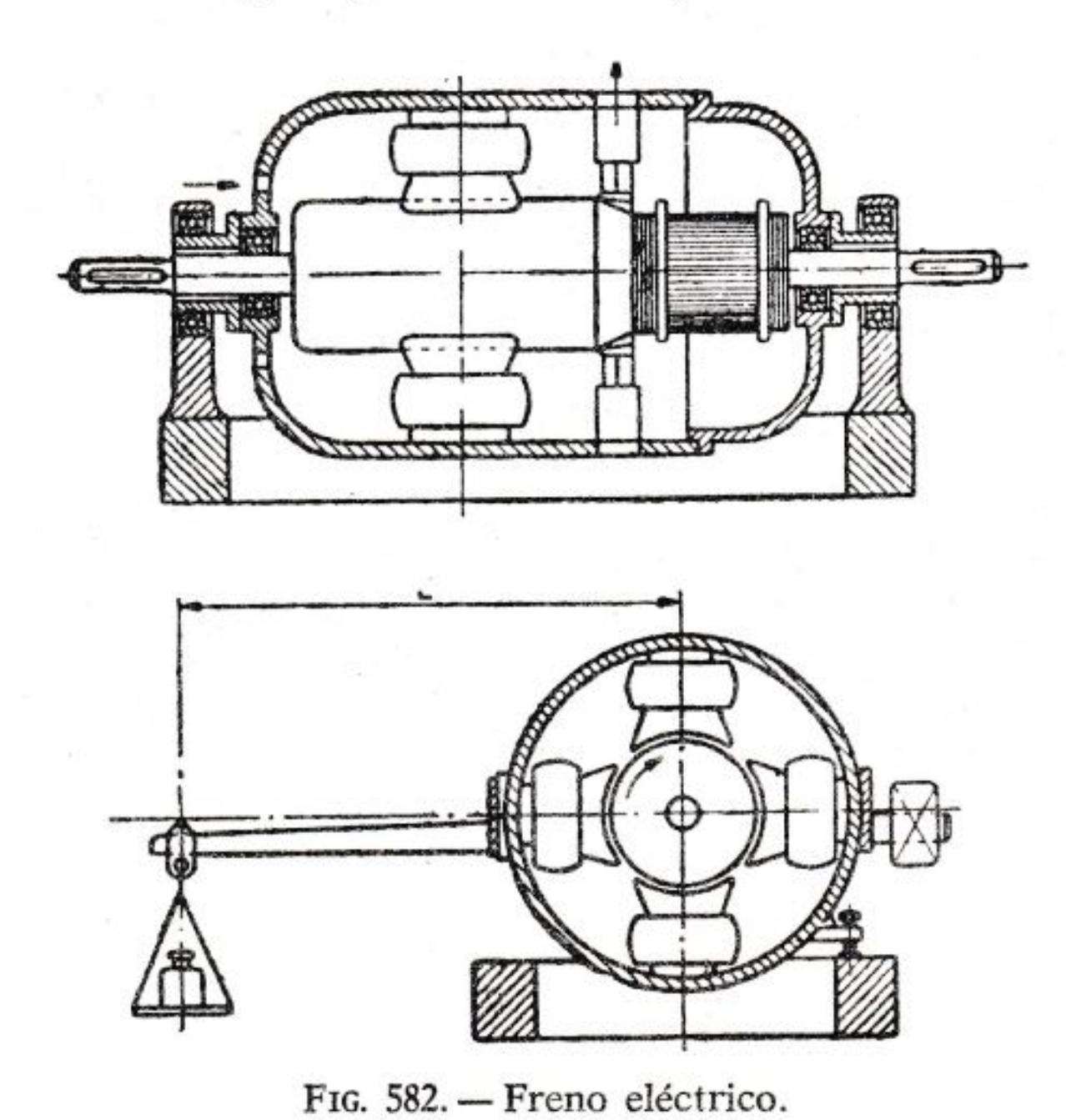


FIG. 582. — Freno eléctrico.

El cálculo de la potencia se hace, por tanto, igual que en un freno de rozamiento; el taquímetro va generalmente incluido en la misma dinamo. Las flechas en la sección longitudinal indican el recorrido del aire de refrigeración.

La regulación de la carga, cuando las variaciones no son demasiado grandes, puede ser hecha variando la excitación de la dinamo con un adecuado reóstato, y la corriente producida puede ser disipada en una resistencia eléctrica regulable para consentir fuertes variaciones de carga.

En las instalaciones más modernas se prefiere unir la dinamo-freno a un grupo Ward Leonhard, constituido por un motor asíncrono trifásico acoplado mecánicamente a un motor-generador de corriente continua y a una dinamo excitatriz que suministra la corriente de excitación tanto para el motor-generador como para la dinamo-freno.

La regulación de la excitación de las dos máquinas de corriente continua puede efectuarse por medio de reóstatos: uno varía la excitación

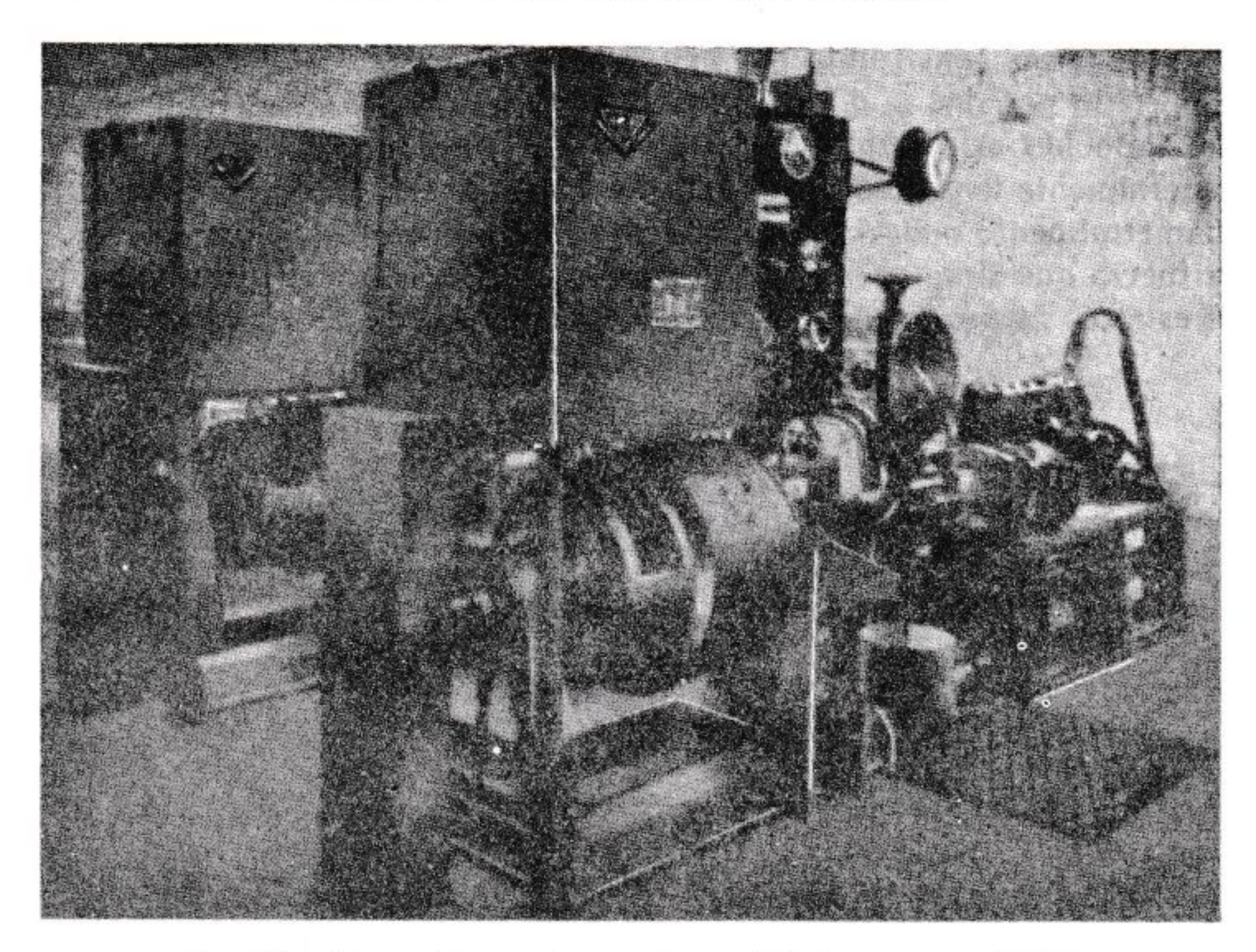


FIG. 583. — Banco de prueba con freno eléctrico para potencias de 22 a 90 CV a 500/3.900 r.p.m.

del motor-generador del grupo Ward Leonhard y, por tanto, la tensión de los extremos del inducido de la dinamo-freno. El otro varía la excitación de la dinamo-freno.

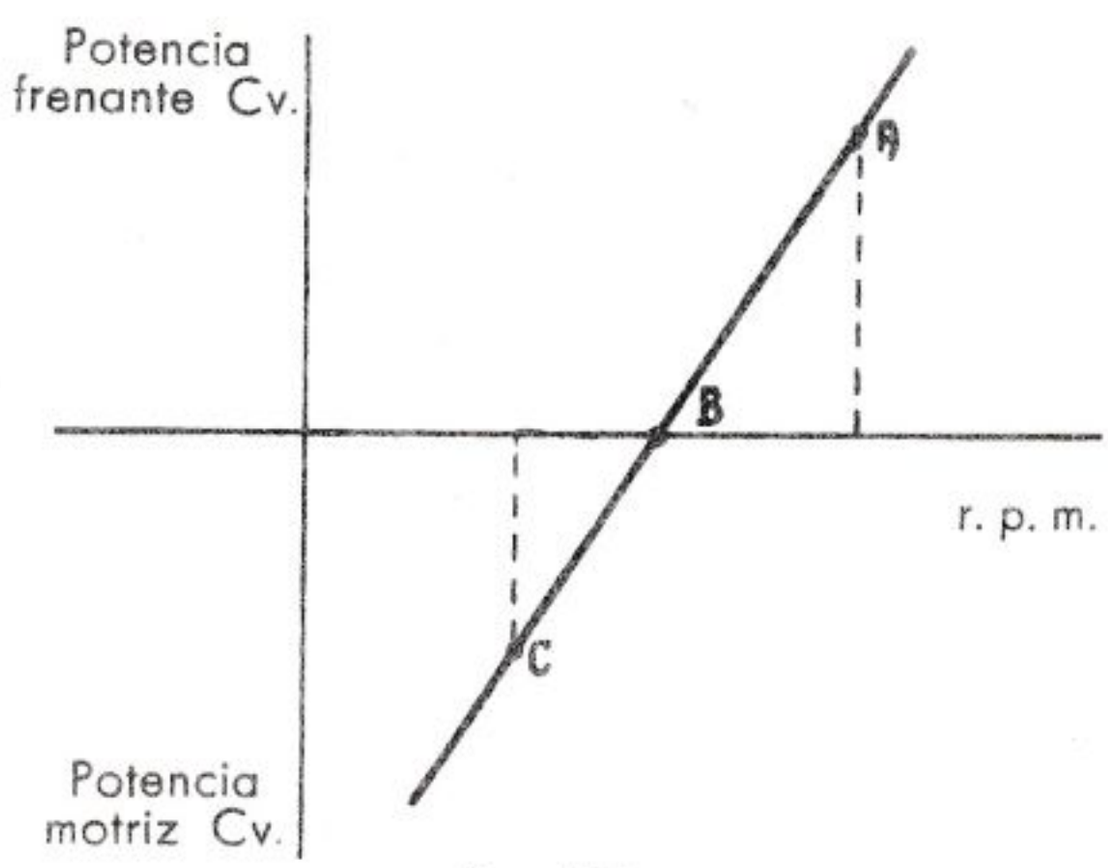


FIG. 584.

Con este sistema, para cada posición de los dos reóstatos, la característica de la dinamo-freno es del tipo ilustrado en la figura 584.

En otras palabras, si el punto *A* representa una cierta condición de funcionamiento del motor térmico a plena carga, reduciendo gradualmente la introducción de combustible, el punto de funcionamiento se desplaza hasta llegar a *B* cuando la potencia desarrollada en los cilindros del motor es apenas suficiente para vencer las pérdidas mecánicas. En este trozo *A B* de la característica, la dinamo funciona como freno

y la energía eléctrica desarrollada es enviada a la máquina de c. c. del grupo Ward Leonhard, que en este caso funciona como motor arrastrando al motor asíncrono, el cual genera corriente a la línea. Se recupera, por tanto, bajo forma de energía eléctrica trifásica la energía mecánica suministrada por el motor térmico.

Este tipo de *dinamo freno* presenta la gran ventaja de poder ser usado también como motor eléctrico y puede, por tanto, servir no sólo como arrancador del motor, sino también como medio para ajustarlo a voluntad (es decir, para arrastrar en rotación el motor, al cual se le ha suprimido el encendido) y para medir directamente la potencia necesaria para vencer los rozamientos.

Los frenos eléctricos pueden también ser acoplados a un freno hidráulico; el conjunto es una especie de freno universal, particularmente apto para las medidas muy precisas en motores rápidos. La parte hidráulica del conjunto tiene por objeto absorber la mayor parte de la potencia, de consentir un amplio campo de utilización y de efectuar las medidas con fuertes diferencias de potencia y velocidad, mientras que el freno eléctrico mide la fracción remanente de la potencia con una precisión que no es posible en el freno hidráulico.

La dinamo freno no es apta para motores de muy elevada potencia (motores marinos y fijos) y para motores que funcionan a mucha velocidad, a causa de la fuerte inercia de las partes en rotación que podrían dar lugar a inconvenientes.

XXXIV. 5. Frenos aerodinámicos

Los frenos aerodinámicos, a pesar de ser poco costosos y de construcción muy simple, ya que consisten solamente en hélices o molinetes (figura 584), son poco usados para la determinación del par y de la potencia porque la medida no es directa y resulta poco precisa.

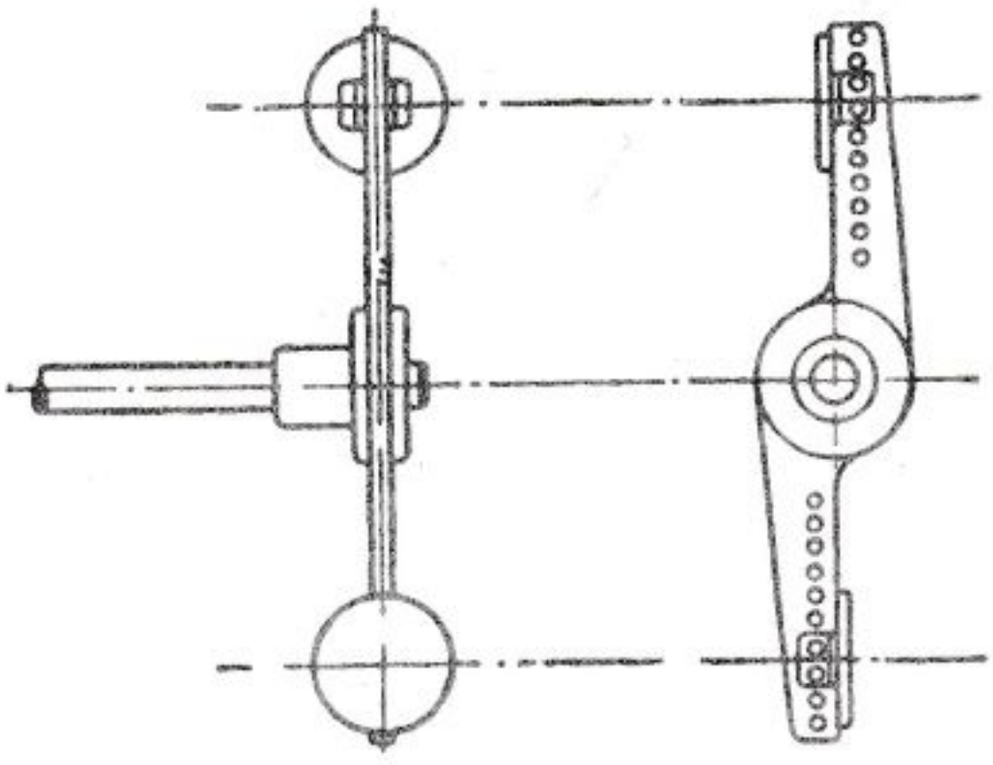


FIG. 585. — Freno aerodinámico.

Las razones principales están en el hecho de que la potencia absorbida es función de las características físicas del aire y de que no es normalmente posible la variación de la carga a régimen constante a menos de adoptar palas de paso variable durante la rotación y otros dispositivos de construcción complicada y poco prácticos. Hay que tener además en cuenta que su empleo no está exento de peligros si el diámetro y la velocidad de rotación son grandes.

Se usan alguna vez para pruebas de duración, y en tal caso están construidos de hélices especiales calibradas eléctricamente, es decir, de las que se ha medido la absorción de potencia por medio de un motor eléctrico de rendimiento conocido para diversas condiciones de velocidad, de corriente absorbida y de tensiones.

XXXIV. 6. Medida del consumo

El **consumo de combustible** puede ser determinado por medio de *medidas volumétricas* o *medidas ponderales* y está generalmente expresado como *consumo horario* en l/h, o bien como *consumo específico* en g/CV h.

Evidentemente el consumo horario es para el usuario un dato más práctico que el consumo específico, porque le permite darse cuenta inmediatamente de la autonomía que consiente la capacidad del depósito de combustible. En la autotracción, pues, por ser el combustible vendido en volumen y no en peso, resulta particularmente cómodo conocer el consumo en l/h a los efectos del cómputo económico.

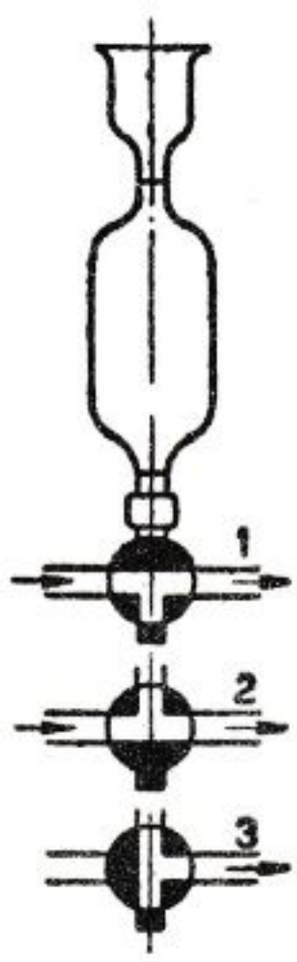


FIG. 586. Fluviómetro

Como dato técnico es corriente, por el contrario, expresar el consumo específico en g/CV h, porque permite una rápida comparación del rendimiento entre motores diversos, ya que el poder calorífico en Ca/kg de la gasolina y del gasoil es prácticamente constante.

Existen hoy en día aparatos electrónicos que registran, en forma de diagramas, el consumo durante el funcionamiento del motor. Nos limitaremos a describir los sistemas tradicionales usados en la sala de pruebas.

La *medida volumétrica* consiste en cronometrar el tiempo que tarda en consumirse un conocido volumen de combustible. El recipiente destinado a la medida del volumen se llama *fluviómetro* (fig. 586).

La duración de la prueba no debe de ser muy breve, para que no sea influenciada por temporales anormalidades en el funcionamiento (el tiempo de una prueba gira alrededor de 1 ó 2 minutos) y por ello la capacidad del fluviómetro debe estar proporcionada al motor.

Como término medio en los motores de coche el volumen de combustible consumido en una prueba oscila sobre los 300 cm³, y para los motores de aviación unos 5 litros.

Para los grandes motores Diesel se usan *tanques tarados* de una capacidad de 200 litros y se mide el tiempo de salida de 50 litros de combustible.

El fluviómetro normalmente usado en automovilismo y en aviación es un recipiente tarado, de vidrio, el cual, para permitir una mayor precisión en la lectura, lleva los signos de referencia de los volúmenes en

una zona de sección muy estrecha; termina en un grifo de tres vías por medio del cual se le puede poner en comunicación alternativamente con el tanque de alimentación o con el motor. El dispositivo, provisto de termómetro para la corrección del peso específico, está normalmente dispuesto en un plano elevado de modo que el motor resulta alimentado por gravedad.

Antes de proceder a la medida se pone el grifo en la posición 1 y se hace funcionar el motor durante el tiempo necesario para alcanzar la temperatura de régimen en las condiciones de funcionamiento correspondientes a la carga deseada; seguidamente se lleva el nivel de combustible en el fluviómetro a la marca que indica el volumen establecido para la prueba, maniobrando oportunamente el grifo (posiciones 1 y 2).

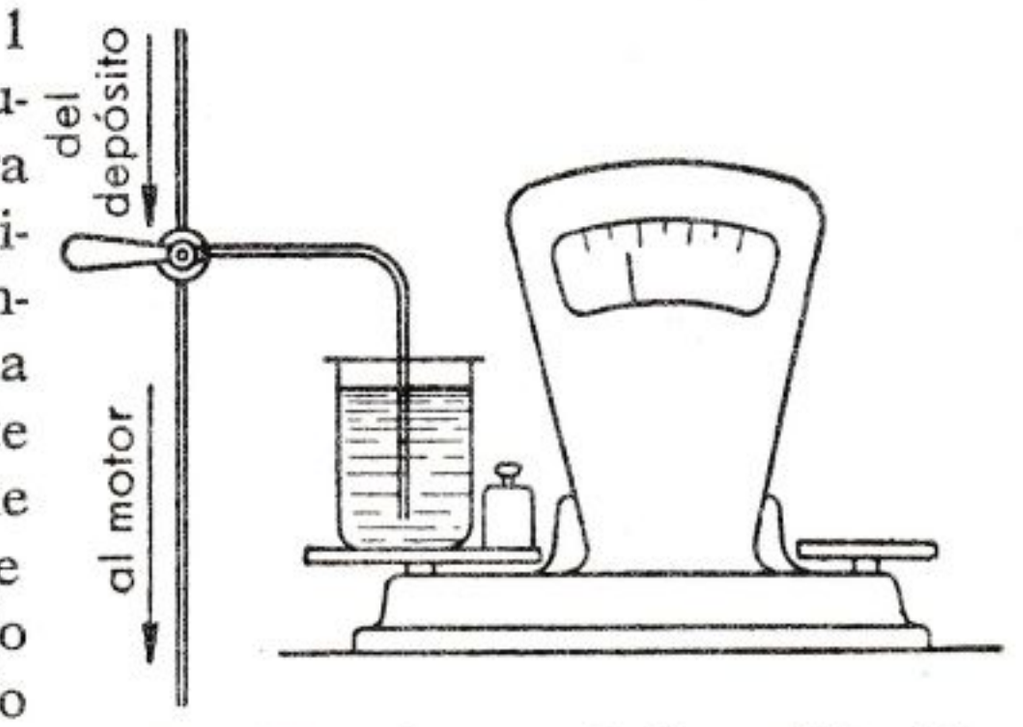


FIG. 587. — Aparato de la medida del consumo en peso de combustible.

Una vez que está el motor listo para la medida se coloca el grifo en la posición 3, poniendo en marcha simultáneamente un cronómetro que se para en el instante en que el nivel de combustible al bajar viene a enrasar con la línea marcada en el fuelle inferior del fluviómetro, es decir, en cuanto ha sido consumida la cantidad de combustible contenida en el recipiente.

El consumo c_s está dado en g/CV h por la fórmula:

$$c_s = \frac{3600 \cdot V \cdot \gamma}{t} \frac{716}{R \cdot F \cdot n}$$

y el consumo horario en l/h por la fórmula:

$$c_h = \frac{3600\ V}{t},$$

donde:

V = volumen del recipiente tarado en ..... l;
γ = peso específico del combustible en ..... g/l;
t = tiempo de salida leído en el cronómetro en ... s;
F = peso aplicado al freno en ..... kg;
n = número de revoluciones del motor en ..... r.p.m.;
R = longitud del brazo del freno en ..... m.

La medida en peso se efectúa del modo siguiente:

Se dispone el depósito que contiene el combustible sobre el plato de una balanza (fig. 587) y se anota la indicación del índice de la misma;

después se agrega al plato un peso determinado y se mide con un cronómetro el tiempo que el índice emplea en volver a la posición inicial anotada. El consumo en g/CV h está dado por la fórmula precedente, siendo el producto $V \cdot \gamma$ el valor en gramos del peso puesto sobre el plato de la balanza.

Consumo de aire. El aire se aspira a través de un recipiente de volumen muy grande respecto a la cilindrada del motor para que pueda actuar como equilibrador de las pulsaciones de la aspiración. El recipiente está puesto en comunicación con la atmósfera a través del sistema medidor del caudal que puede ser un venturímetro o una embocadura unificada, o bien un contador volumétrico.

Un sistema muy simple es el de aplicar a la aspiración del motor un gasómetro que indicará el volumen del aire consumido por desplazamiento de la campana.

Durante la medida es necesario tener en cuenta la temperatura y la presión atmosférica para poder determinar con el cálculo los datos en peso correspondientes de aire tipo; generalmente se desprecia la humedad.

XXXIV. 7. Rendimientos

Efectuadas las medidas descritas hasta aquí, se puede con bastante facilidad deducir los valores de los diversos rendimientos.

1.º *Rendimiento total* η. Se deduce, como ya hemos visto en el párrafo VII. 5, del consumo específico mediante la fórmula:

$$\eta = \frac{632000}{H_i \cdot c_s}.$$

2.º *Rendimiento mecánico* η_m. Ya hemos indicado en el párrafo VII. 3 los sistemas empleados para su determinación hacemos observar ahora que la instalación necesaria resulta muy simple y la determinación es precisa, cuando el freno aplicado al motor para la medida del par por medio de brazo y peso es una dinamo o bien un alternador. Efectivamente, arrastrando el motor, al que se le ha suprimido el encendido o la inyección, el par de reacción al que está sujeto el estator representa el par de roce del motor mismo. Esta instalación permite efectuar las medidas de las pérdidas por rozamiento inmediatamente después de la medida de la potencia correspondiente, es decir, en las mismas condiciones térmicas del motor.

Si la potencia absorbida por los rozamientos debe ser parangonada a la potencia al freno correspondiente, la medida ha de efectuarse en las mismas condiciones; así, por ejemplo, en los motores para autovehícu-

los las dos medidas deben seguirse con o sin ventilador, silencioso, dinamo, etc.

Desmontando la bujía (o el inyector) podrá deducirse por diferencia el trabajo de compresión; desmontando los pistones podrá deducirse el trabajo absorbido por los rozamientos de los pistones, y así sucesivamente.

3.º *Rendimiento indicado* η_i. Comprendemos en éste también el rendimiento que hemos definido como rendimiento de cámara. El valor de η_i se deduce mediante la fórmula:

$$\eta_i = \frac{\eta}{\eta_\varepsilon \cdot \eta_m}$$

después de haber obtenido η y η_m del modo que hemos visto, y η_ε por medio del cálculo (párrafo VII. 5).

4.º *Rendimiento volumétrico* η_v. Después de efectuar para cada condición de carga y de régimen la medida del consumo de aire, es fácil deducir el valor del rendimiento volumétrico como relación entre este volumen (reducido a aire tipo) y el volumen de aire que el motor debería haber aspirado. El valor de este último está dado por $V \cdot n \frac{2}{h}$ (en donde V es la cilindrada total del motor y h el número de tiempos).

XXXIV. 8. Medida de la potencia y del empuje en la turbina de gas

Como ya se ha dicho en la parte quinta, la turbina de gas puede desarrollar su propia potencia mediante la acción del chorro de gas de escape o bien mediante la acción del gas sobre una turbina motriz. Mientras que en el segundo caso la obtención de la potencia se efectúa como en los motores de pistones por medio de los frenos normales, en el primer caso no se puede efectuar una medida bien definida de la potencia por cuanto ésta varía con la velocidad de avance del vehículo. Sin embargo, como el servicio de un turborreactor está caracterizado por el empuje que el mismo puede ejercitar, se ha desarrollado una técnica para la medida de este empuje. La instalación correspondiente es muy simple y la parte más interesante es el dinamómetro, que por lo general es hidráulico. El turborreactor se suspende mediante cuatro tirantes, como se indica en la figura 588. Durante el funcionamiento el motor tiende a desplazarse en el sentido opuesto al de salida de los gases del eyector, pero su movimiento horizontal está impedido por un anclaje en el cual se intercala el dinamómetro representado esquemáticamente en la figura 589. El empuje del turborreactor actúa mediante

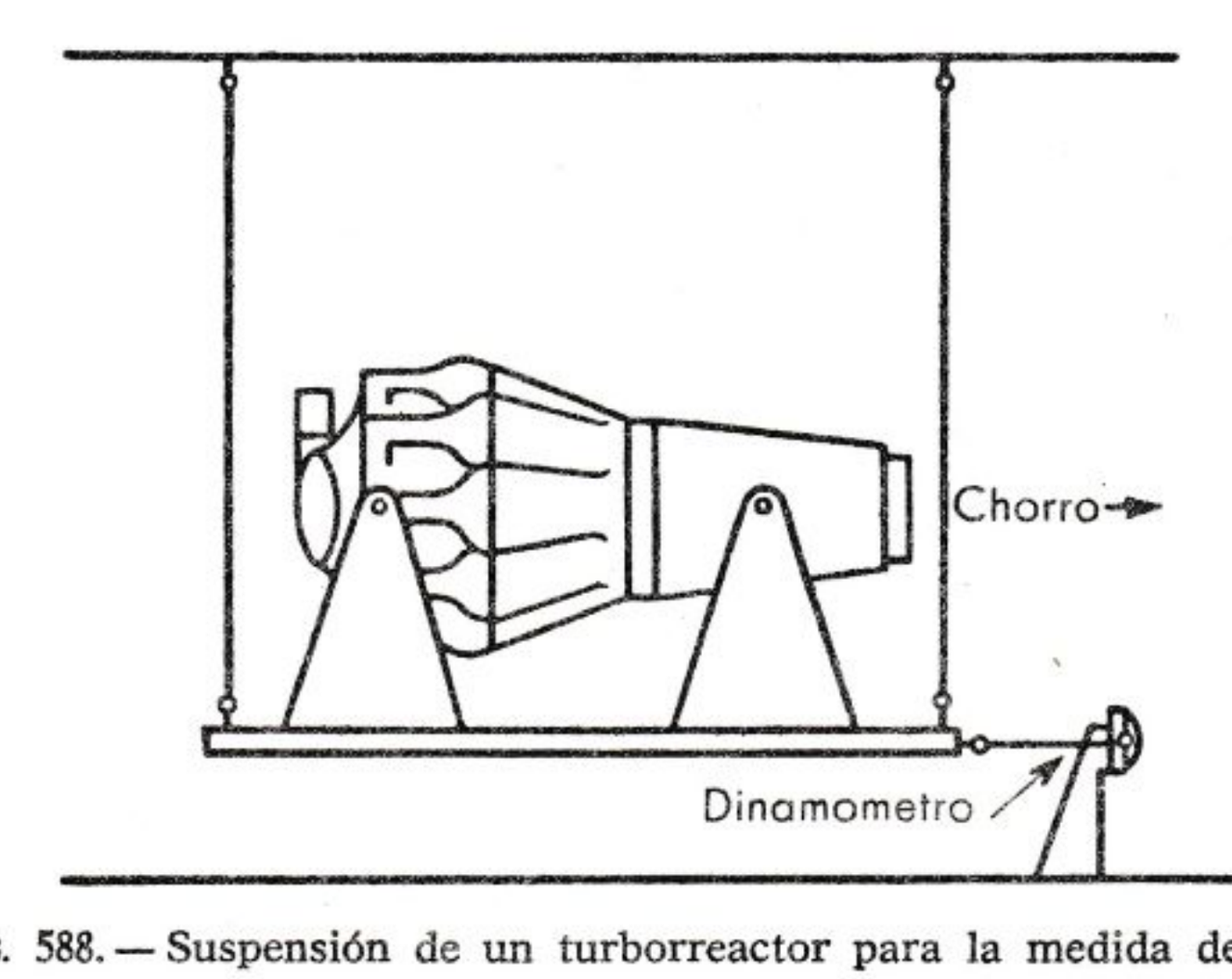


FIG. 588. — Suspensión de un turborreactor para la medida del empuje.

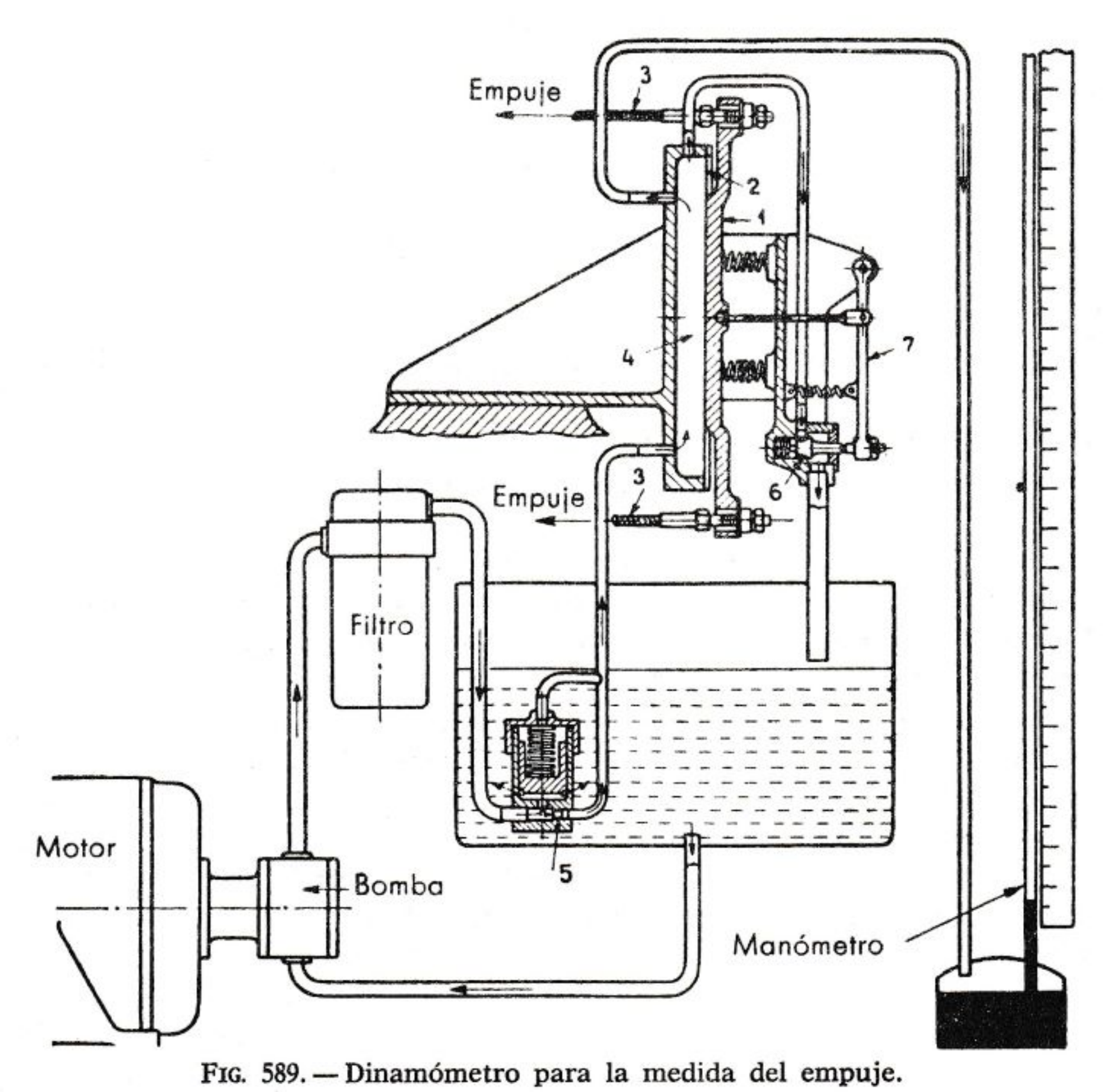


FIG. 589. — Dinamómetro para la medida del empuje.

los dos tirantes 3 sobre la placa 1, unida a la membrana 2. Por el interior del espacio 4 limitado por la membrana 2 pasa el líquido cuyo caudal es mantenido constante mediante el dispositivo 5. Siendo constante el caudal, si varía la sección de salida de la válvula 6, varía la presión en 4. Si el empuje es superior a la fuerza resultante de la presión del líquido sobre la membrana 2, la placa 1 se desplaza desplazando la leva 7 y, por tanto, reduciendo la sección de salida de la válvula 6. Esta reducción provoca un aumento de la presión del líquido en la cámara 4, por lo que aumenta la reacción de la placa 1 al empuje del motor. La reducción de la sección de la válvula continúa hasta alcanzar las condiciones de equilibrio. Cuando la reacción de la placa 1 prevalece sobre el empuje del motor, resultan variaciones contrarias a las precedentes. El empuje se calcula multiplicando el área de la membrana 2 por el valor de la presión leído sobre el manómetro.

Simultáneamente a la medida del empuje, se efectúan también por lo general medidas del consumo de combustible, del caudal de aire, de la temperatura del gas y cojinetes y de la velocidad angular.

XXXIV. 9. Pruebas de las turbinas de gas

Las pruebas de las turbinas de gas son notablemente simplificadas por la posibilidad de poder efectuar las medidas separadamente en cada uno de sus órganos. Mientras que en motor alternativo todas las fases del ciclo tienen lugar en el cilindro, en la turbina de gas se desarrollan en distintos órganos por lo que es posible estudiar independientemente la compresión, la combustión y la expansión. Las pruebas más importantes son esencialmente de carácter aerodinámico y por ello en estos últimos tiempos se han desarrollado con éxito nuevos aparatos para la medida de las presiones y de las temperaturas del gas dotado de alta velocidad.

Mientras que el compresor centrífugo se proyecta siempre según fórmulas un tanto empíricas, el compresor axial y la turbina han efectuado notables progresos gracias a la posibilidad de estudiar experimentalmente el comportamiento de filas de paletas rodeadas de corrientes de aire.

Para las cámaras de combustión, además de obtener el movimiento del aire y de los gases de combustión es necesario medir la temperatura y efectuar análisis químicos para valorar el rendimiento de combustión.

Mucha importancia tienen también las investigaciones en el campo de la metalurgia, especialmente para los materiales sometidos a elevadas solicitaciones en desfavorables condiciones de temperatura. Estas investigaciones, en general, son de larga duración, porque es necesario mantener las probetas solicitadas durante miles de horas en hornos para observar continuamente la deformación.

CAPÍTULO XXXV

MEDIDAS DE LAS PRESIONES - EXAMEN DE LOS GASES DE ESCAPE - MEDIDA DEL NÚMERO DE OCTANO Y DEL NÚMERO DE CETANO

XXXV. 1. Medida de las presiones y obtención de los ciclos

La medida de las presiones en el cilindro así como en los conductos de admisión y de escape son importantes desde el punto de vista del control de los datos teóricos de proyecto, de la puesta a punto y de la investigación experimental.

La obtención de las presiones puede ser efectuada mediante *aparatos medidores* o mediante *aparatos registradores.*

Los primeros permiten leer el valor de la presión en el instante en que se hace la prueba; los segundos, por el contrario, registran en un diagrama la marcha de las variaciones de la presión en función de una variable (carrera o volumen, ángulo de manivela o tiempo), de las cuales la misma presión es una función. Estos últimos están en general constituidos por un complejo medidor y uno registrador, y son particularmente empleados para la obtención de los ciclos indicados; toman el nombre ya conocido de *indicadores.*

No todos los medidores de presión pueden ser acoplados a un dispositivo trazador y no todos los registradores son aptos para registrar los ciclos de alta frecuencia de los motores rápidos: ello depende esencialmente de la inercia del complejo medidor así como el registrador.

Cuando esta inercia se aumenta con la aplicación de masas volánicas y de amortiguadores, el aparato resulta insensible a las repentinas variaciones de las presiones e indica, por tanto, sólo el *valor medio.* Aparatos de este tipo, aplicados a la cámara de combustión, suministran directamente el valor de la *presión media indicada* p_i, y se llaman *pímetros;* entre los más conocidos está el aparato de Geiger (de pistón y muelle de contraste, provisto de masas volánicas y de amortiguadores de aceite), y los de Wimperis y Labarthe. Estos son más bien imprecisos, por cuya razón su uso es bastante raro, prefiriéndose en general deducir el valor de la p_i del ciclo indicado o bien de la potencia medida al freno teniendo en cuenta las pérdidas mecánicas.

XXXV. 2. Medidores de presión

Pertenecen a esta categoría los *manómetros* y los *indicadores de máxima.*

Los *manómetros* se emplean cuando las presiones tienen variaciones lentas en el tiempo o cuando estas variaciones, aunque sean rápidas, son de valor despreciable respecto al valor medio de la presión. En la sala de prueba se usan para medias las presiones en los conductos de aspiración y de escape, las presiones suministradas por la bomba de aceite, bomba de agua, etc.

Para medir pequeñas presiones se usan los conocidos manómetros de agua o de mercurio formados de un tubo en U parcialmente lleno; para presiones aproximadamente de 0,1 atmósfera relativa se prefiere el manómetro de agua y para las presiones no superiores a 1 atmósfera relativa, el de mercurio; para presiones más elevadas sirven los manómetros metálicos. Las medidas efectuadas con manómetros de líquido se expresan en general en mm de mercurio o en m de agua, mientras que las obtenidas con los metálicos se expresan en kg/cm².

Los *indicadores de máxima* se emplean cuando interesa conocer el valor máximo de un ciclo de presiones; en particular sirven para medir el valor de la máxima presión de combustión y la presión al final de la compresión.

Entre los indicadores de máxima los más usados son el *Okill* y el *Farnborough:* los dos están basados en el principio de equilibrar la presión cuyo valor quiere conocerse mediante otra presión variable a voluntad y fácil de medir.

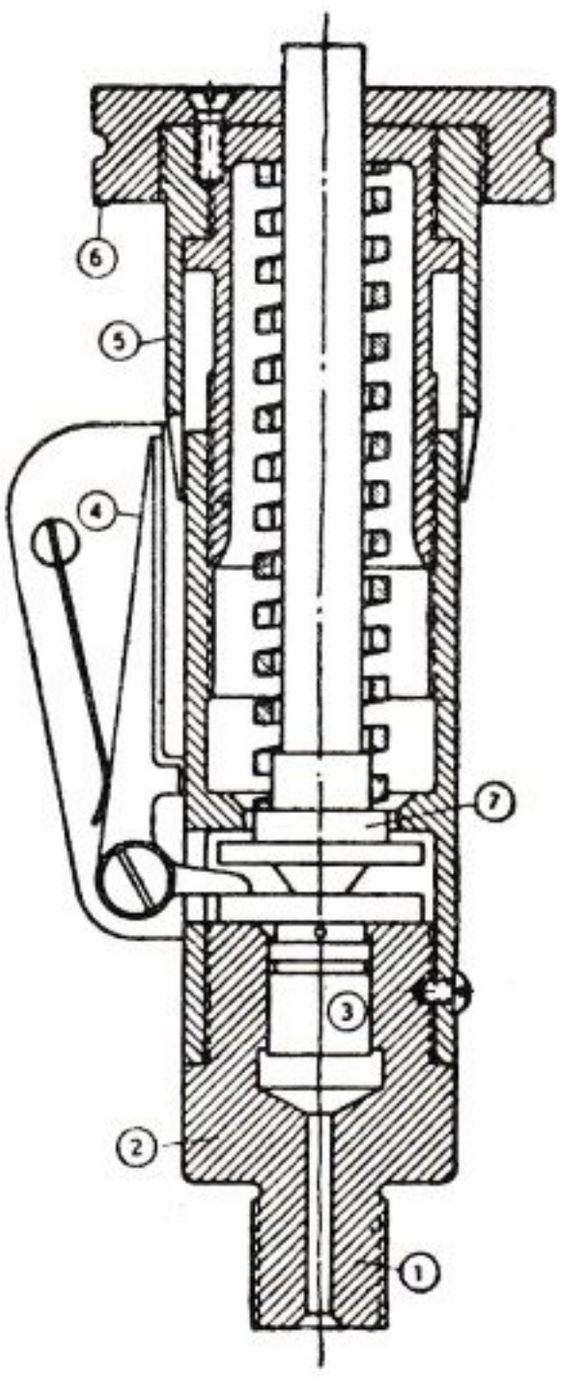


FIG. 590. — Indicador de máxima Okill.

1. Parte roscada para la unión a la culata.—2, Cuerpo. — 3, Pistón. — 4, Índice. — 5, Índice de carga del muelle. — 6, Tuerca para variación de la carga del muelle. — 7, Platillo de apoyo del muelle.

El **indicador de máxima Okill** (fig. 590) se fija por medio de la parte roscada 1 a la culata en un adecuado orificio, o bien también en el lugar de la bujía cuando se quiere medir únicamente la presión final de compresión. El aparato está constituido de un cuerpo cilíndrico 2 en el que se puede desplazar un pistón 3 que está sujeto por una parte a la acción del gas del cilindro, y por la otra, mediante el plato 7, a la acción de un muelle cuya tensión puede ser variada haciendo girar la tuerca 6. Si el máximo valor de la presión en el cilindro supera la presión originada por el muelle, el pistón se levanta periódicamente y el movimiento es revelado por el índice 4 a él acoplado.

El movimiento vibratorio del pistón se anula cuando roscando la pieza 6 se alcanza el equilibrio entre las dos presiones. El valor de la presión viene indicado por una adecuada graduación, colocada sobre el cuerpo del cilindro, por el índice 5 solidario a la tuerca 6, o bien por un cuentarrevoluciones acoplado al sistema.

En el **indicador de máxima Farnborough** la presión a medir es equilibrada con aire comprimido y el movimiento del pistón es revelado por un sistema eléctrico. La figura 591 ilustra el esquema de la instalación. El ligerísimo diafragma de lámina *d* de acero inoxidable puede desplazarse axialmente en una pequeñísima carrera (0,2 ÷ 0,3 mm) entre dos coronas de parada unidas eléctricamente a tierra. El diafragma está, a su vez, conectado eléctricamente, por medio de un vastaguillo aislado *a*, al primario de un transformador *T* alimentado por la batería *B* y conectado a la caja de los manómetros metálicos M_1 y M_2. Uno de estos dos manómetros sirve para medir la presión de compresión y el otro la de combustión; sus índices respectivos están unidos a tierra. El conmutador *C* y el grifo *R* sirven para excluir del funcionamiento el manómetro que no se desea utilizar.

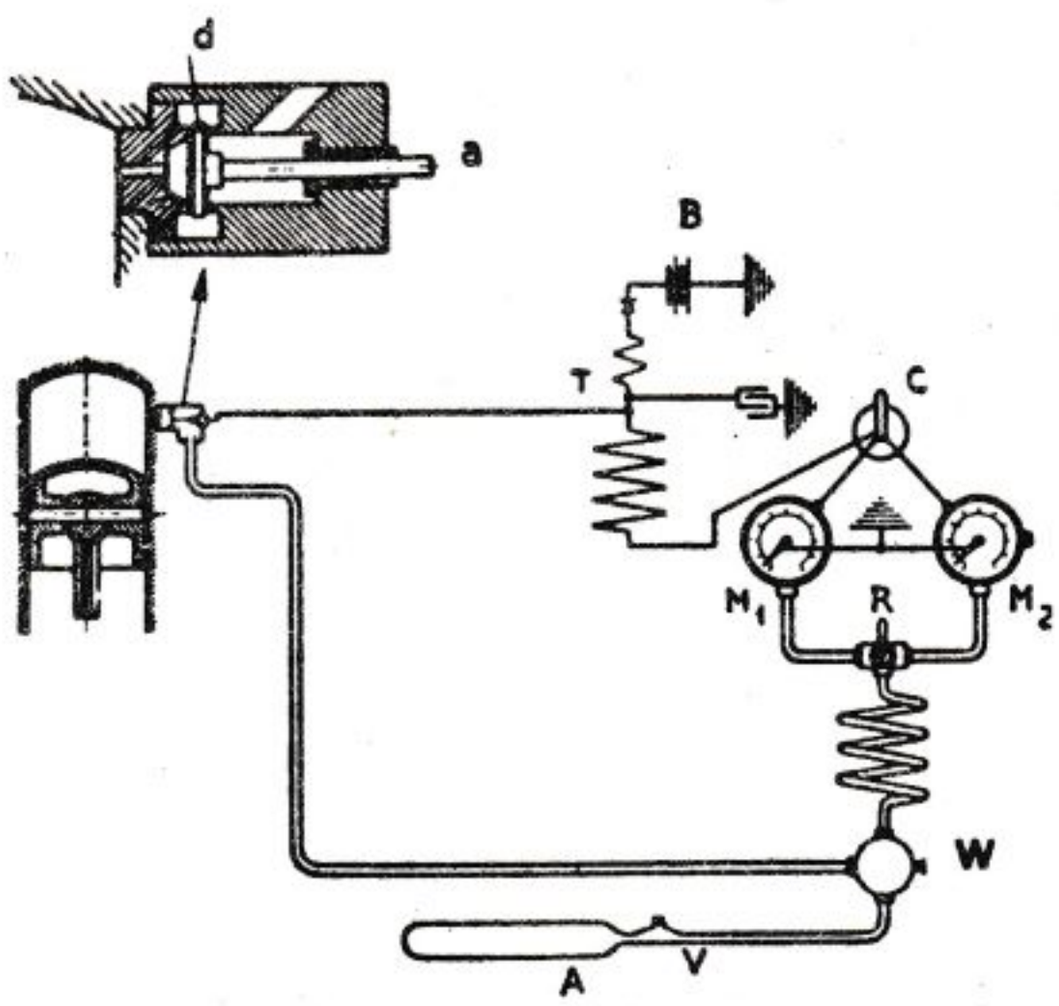


FIG. 591. — Indicador de máxima Farnborough.

El diagrama está sujeto por una parte a la acción de los gases del cilindro y, por la otra, a la presión suministrada por una botella de aire comprimido *A*, cuyo valor, regulable por medio de los grifos *V* y *W*, se lee sobre los manómetros *M*.

Como en el caso de *Okill*, el pistón del diafragma vibra hasta que la presión suministrada por la botella no iguala la máxima que se alcanza en el cilindro; las variaciones causan una serie de interrupciones en el primario del transformador que producen otras tantas chispas entre el índice y la caja del manómetro. Cuando las chispas cesan, el manómetro señala el valor de la máxima presión en el cilindro.

XXXV. 3. Indicadores para motores lentos

Los indicadores usados para motores lentos no difieren esencialmente de los que se emplean en las máquinas de vapor y todos ellos tienen origen en el indicador de *Watt* y de pistón, cuyo funcionamiento se ha

descrito esquemáticamente en el párrafo IV. 1. La figura 592 representa el tipo usado más corrientemente: en ella puede verse la tuerca 5 que lo fija al cilindro, el muelle tarado 2, el brazo con plumín 3 unido a un sistema de palancas que tiene por objeto hacer rectilíneo el movimiento de su extremidad.

Normalmente es suficiente conocer sólo la marcha de las presiones sin una precisa referencia a la carrera del pistón o al ángulo de manivela, el cilindro registrador 1 se hace por lo común girar a mano, por medio del cordoncillo 4 que vence la acción de un muelle antagonista situado interiormente en el tambor. Cuando se desea obtener el verdadero diagrama indicado en coordenadas presión-volúmenes es necesario unir el cordoncillo a un sistema de manivelas que reproduzca el movimiento del pistón motor.

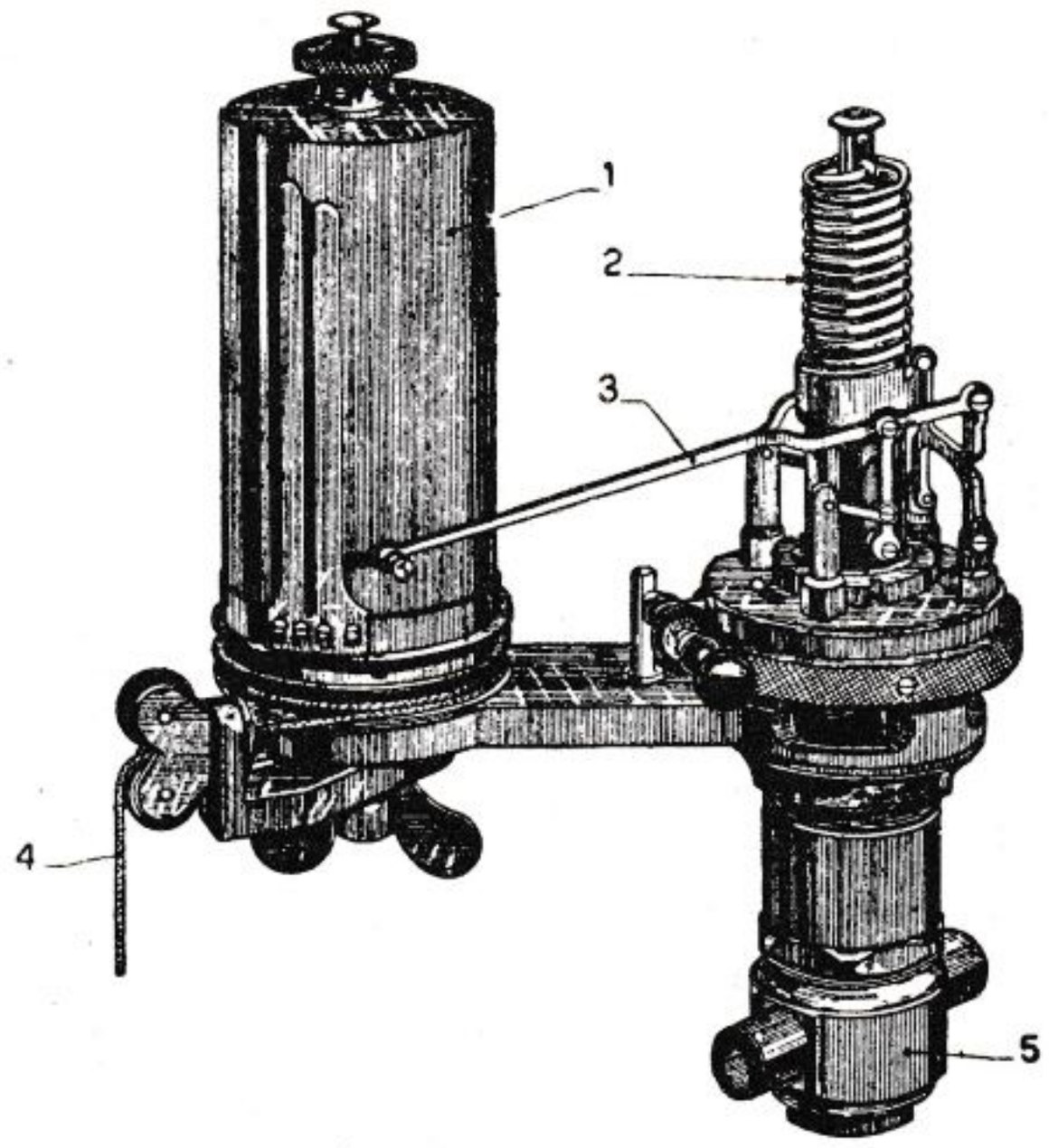


FIG. 592. — Indicador para motores lentos.

1, Tambor. — 2, Muelle tarado. — 3, Brazo con plumín. 4, Cordoncillo para el accionamiento del tambor.—5, Tuerca de fijación a la culata.

Los indicadores de este tipo, a pasar de los perfeccionamientos introducdos para reducir los roces y la inercia, son absolutamente inadecuados para medidas efectuadas a regímenes superiores a las 500 r.p.m.

Para regímenes más rápidos se han estudiado indicadores en los cuales los rozamientos se han reducido al mínimo y los efectos de inercia del sistema registrador disminuidos por la reducción de la carrera *(microindicadores)*, o del todo eliminados al utilizar como dispositivo revelador del movimiento del pistón o del diafragma, un sistema de espejos o de prismas que proyectan sobre una pantalla un rayo luminoso *(indicadores ópticos)*.

XXXV. 4. Indicadores para motores rápidos

Una clase de indicadores especialmente apta para los motores rápidos es la de los *indicadores estroboscópicos*. Se basan en el siguiente principio: entre el cilindro motor y el indicador de presión se dispone un aparato que permite establecer entre ellos la comunicación una sola

vez en cada ciclo, periódicamente y siempre en el mismo instante. Desplazando este instante en forma de hacerlo corresponder con las distintas posiciones del pistón se obtiene para cada una de tales posiciones el valor de la presión buscada. De esta forma es posible trazar el ciclo indicado.

A) **Indicador Farnborough.**

El aparato descrito como indicador de máxima, oportunamente completado, puede ser empleado como registrador estroboscópico. En la figura 593 está representado el esquema del aparato. La presión suministrada por la botella *B* y regulada por las válvulas *V* y *W*, desplaza por medio del pistón *S* el índice *I*, el cual se mueve a lo largo de una generatriz del tambor metálico *T* a muy pequeña distancia del mismo. El tambor, al que está enrollado un papel generalmente negro, se hace rodar a mitad de la velocidad del motor cuando el ciclo es de cuatro tiempos y a la misma velocidad del motor cuando el ciclo es de dos tiempos. Los desplazamientos del índice representan las ordenadas mientras que las rotaciones del tambor, medidas en su perímetro, representan las abscisas del diagrama presión-volumen. El esquema eléctrico es análogo al del indicador de máxima.

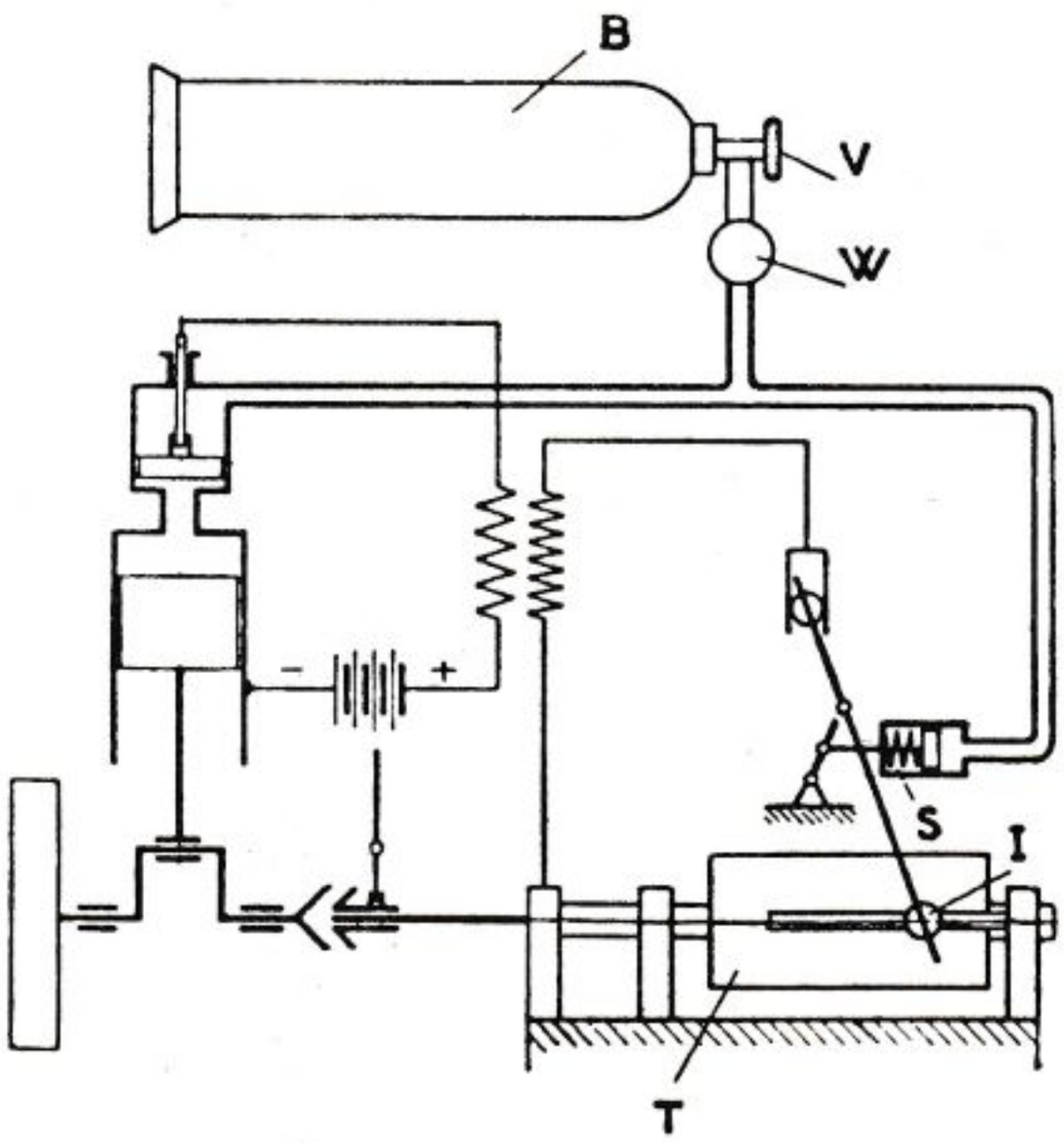


FIG. 593. — Esquema de aplicación del indicador Farnborough.

Cada vez que se alcanza el equilibrio entre la presión del cilindro y la presión (variable a voluntad) suministrada por la botella, salta una chispa entre el índice y el tambor que perfora el papel. Debido a la inconstancia de los ciclos y a las pequeñas variaciones que se verifican en el funcionamiento del aparato, éste no suministra una serie de puntos según una línea bien definida, sino una zona punteada de la cual es, sin embargo, bastante fácil obtener una curva

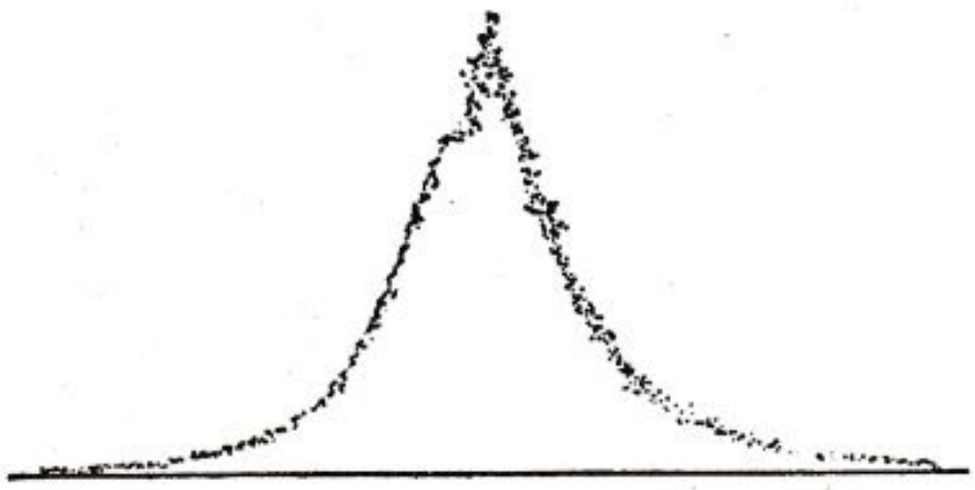


FIG. 594. — Diagrama indicado del Farnborough.

representativa de la marcha de las presiones (fig. 594). Las mayores dificultades se encuentran en las proximidades de las presiones máximas y en la curva de expansión.

El indicador Farnborough no es apto para regímenes muy elevados; para regímenes próximos a las 2.000 r.p.m. proporciona ya resultados poco aceptables.

B) **Indicadores eléctricos.**

El órgano revelador está constituido por un elemento cuyo comportamiento desde el punto de vista eléctrico varía en relación a la presión a que está sujeto. Este elemento consiste, en los indicadores piezoeléctricos, en una substancia cristalina (como el cuarzo, la turmalina, sal de Rochelle), que tiene la propiedad, cuando está sometida a una presión directa, particularmente respecto a sus caras, de originar sobre éstas una carga eléctrica proporcional a la presión. En otros indicadores el elemento revelador está representado por pilas de discos de carbón cuya resistencia eléctrica disminuye al aumentar la presión y viceversa.

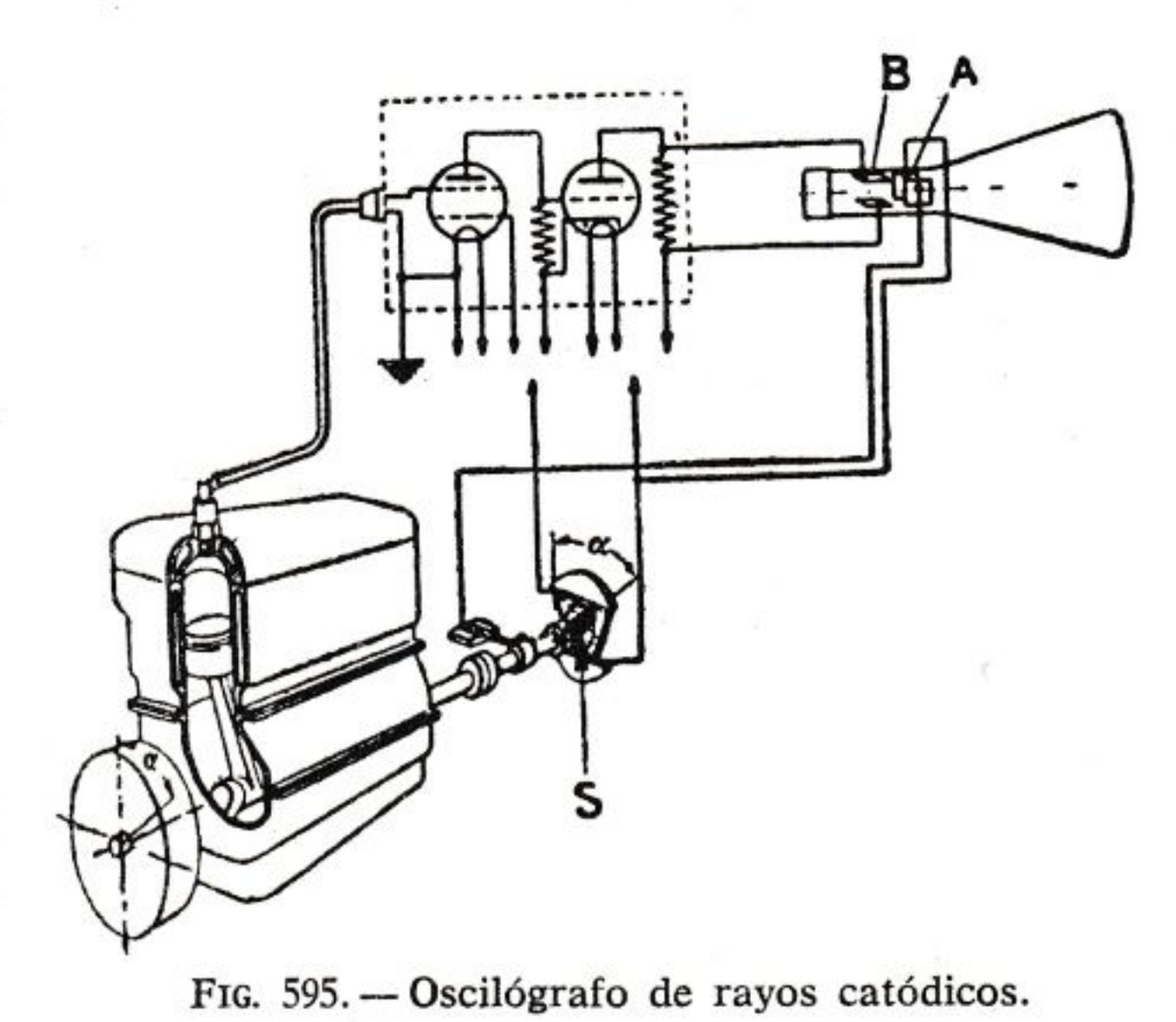


FIG. 595. — Oscilógrafo de rayos catódicos.

Nos limitaremos aquí a describir someramente el funcionamiento de uno de estos aparatos.

La corriente o la fuerza electromotriz generada en el elemento revelador por la presión existente en el cilindro motor, se amplifica por medio de válvulas electrónicas. El registro se efectúa mediante un *oscilógrafo de rayos catódicos* (tubo de Braun); en el mismo un haz de rayos catódicos (emitidos por efectos termoiónicos de un filamento incandescente), recogido en una pantalla fluorescente que lo hace visible, es desviado en el sentido de las abscisas por dos placas (fig. 595) cuya tensión varía en relación al desplazamiento del pistón, y en el sentido de las ordenadas por otras dos placas conectadas al circuito oscilante del que forma parte el elemento revelador.

Las variaciones de tensión proporcionales a los desplazamientos del pistón se obtienen del siguiente modo. Una escobilla *S*, movida por el

eje motor y dispuesta paralelamente a la manivela del cilindro en cuestión, hace variar la resistencia de un circuito potenciométrico alimentado por una corriente continua; la resistencia está constituida por un enrollamiento de espiras rectangulares aisladas y dispuestas normalmente al eje del cilindro. Es evidente que se obtienen variaciones de la resistencia del circuito constituido por las espiras sólo por el desplazamiento de la escobilla según la dirección del eje del cilindro y que, dado el movimiento giratorio de la escobilla, estas variaciones asumen una marcha casi sinusoidal. Para tener en cuenta la oblicuidad de la biela, que produce una ley de desplazamientos del pistón no sinusoidal, se varía la longitud de las espiras recogiéndolas sobre un chasis en forma trapezoidal a la vez que rectangular. Variando la longitud de la escobilla se puede adaptar el aparato a diversos valores de la relación λ.

Aparece evidente la gran superioridad de este dispositivo sobre los otros, especialmente si se considera que la frecuencia propia de vibración de la substancia piezo-eléctrica es superior a 100.000 ciclos/s (Hz), por lo que no hay que temer resonancias con la frecuencia excitadora. El ciclo o una serie de ciclos pueden ser fotografiados disponiendo una placa sensible enfrente de la pantalla.

El aparato es más bien complejo y de una puesta a punto laboriosa; es más apto para las investigaciones cualitativas de carácter funcional que para las efectivas medidas de presión.

XXXV. 5. Pruebas de los gases de escape

Para el examen de los gases de escape se hacen diversas pruebas al objeto de controlar la marcha de la combustión, cosa útil tanto para la regulación de la carburación o del sistema de inyección como para el estudio de la forma de la cámara de combustión, del grado de refrigeración más oportuno, de la mejor posición de la bujía o del inyector, etc. Particularmente cuando varios cilindros están alimentados por un colector de admisión común y no hay suficiente uniformidad en la distribución de la mezcla, el examen de los gases de escape de cada uno de los cilindros puede facilitar valiosos elementos para mejorar la forma o las dimensiones del colector, en el cual residen por lo general las principales causas del defecto.

Un juicio suficientemente seguro sobre la dosificación de la mezcla que llena cada cilindro y sobre la diferencia de dosificación entre los diversos cilindros se obtiene fácilmente del *examen* ocular de la llama que sale de los conductos de escape. Este examen se hace generalmente durante las pruebas de los motores de aviación, previa aplicación a cada boca de escape de un corto tronco de tubo. Aproximadamente entre la dosificación de la mezcla y el color de la llama en el escape existe la siguiente relación:

mezcla grasa (es decir, demasiado rica)	llama rosada, tal vez con bocanadas de humo;
mezcla correcta	llama larga de color azulado;
mezcla magra (pobre)	llama más corta que tiende al blanco o bien completamente blanca.

Cuando el motor está a régimen de detonación tienen lugar en la llama pequeñas lenguas de fuego rosado, que aumentan de longitud y de esplendor al agravarse la detonación, y bocanadas de humo negro.

Para un juicio más preciso sobre la combustión es necesario, sin embargo, recurrir a pruebas *térmicas y químicas.*

Las *pruebas térmicas* consisten principalmente en la medida de la temperatura del gas; a igualdad de otras condiciones, la temperatura es tanto mayor cuanto menor es la relación de expansión aprovechada (en relación al adelanto de la abertura de la válvula de escape), cuanto más se prolonga la combustión y cuanto menor es el grado de adelanto al encendido o a la inyección.

Las *pruebas químicas* tienen por objeto indicar de modo preciso el grado de aprovechamiento del combustible en la combustión. Sabemos que si la combustión fuese completa, el gas estaría compuesto de CO_2, H_2O y N_2. Pero la combustión no es del todo completa por deficiencias derivadas de exigencias constructivas y funcionales y por el hecho de que las ecuaciones de equibrio de las reacciones de combustión están ligadas a la temperatura. Por ello encontramos en el escape además de los gases anteriormente nombrados también CO, H_2 y O_2, así como pequeña cantidad de CH_4; estos son gases no quemados y representan, por tanto, calor perdido. Su porcentaje es función sobre todo de la relación de mezcla, lo que está indicado en el diagrama de la figura 596.

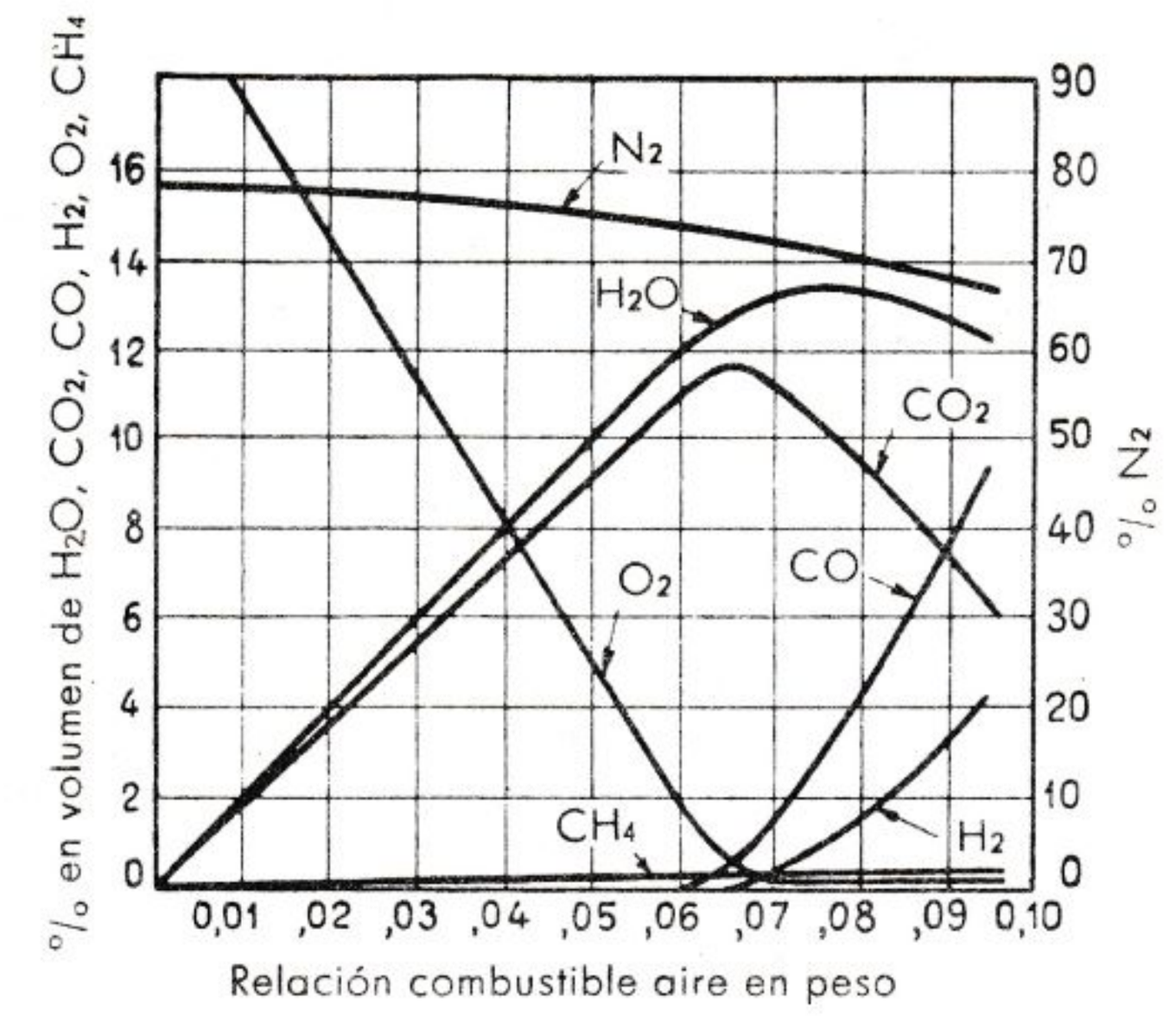


FIG. 596. — Composición de los gases de escape.

XXXV. 6. Aparatos para el análisis de los gases de escape

El sistema más exacto para la determinación de los componentes de los gases de escape es el realizado con el *aparato de Orsat* (fig. 597). Un volumen conocido de gas, contenido en la probeta graduada *V*, se hace pasar mediante la maniobra de la botella *B* y de los grifos *R*, sucesiva mente a los diversos recipientes *L*, que contienen substancias absorbentes aptas para retener los diversos componentes y que son: potasa cáustica KOH para el CO_2, pirogadol $C_6H_3(OH)_3$ para el O_2 y una solución amoniacal de cloruro de cobre para el CO. Los porcentajes de hidrógeno y de metano, prácticamente despreciables, pueden, sin embargo, ser calculados en función de los porcentajes de CO: $\% H_2 = 0{,}36 \% CO$ y $\% CH_4 = 0{,}12 \% CO$.

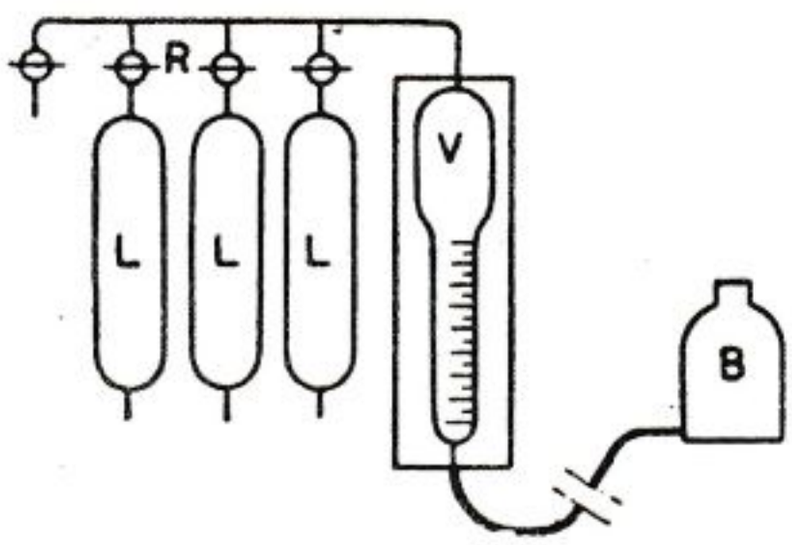


FIG. 597. — Aparato de Orsat.

El volumen de cada componente se mide por diferencia haciendo volver, después de cada absorción, el gas no absorbido a la probeta *V*.

Como el sistema de prueba que hemos reseñado, es largo y realizable sólo en laboratorios bien dotados, se han estudiado otros instrumentos de uso más simple y expeditivo, los cuales por medio de un índice señalan la menor o mayor presencia de uno o más compuestos de los gases de escape. Estos instrumentos se basan sobre dos propiedades de gases:

1.º La variación de la *conductibilidad térmica* del gas al variar el porcentaje de los componentes.

2.º La posibilidad de hacer reaccionar con producción de calor, por *catálisis* en presencia de un filamento de platino sometido a temperatura, los gases todavía no quemados (la producción de calor es proporcional a la concentración del gas no quemado).

Tales propiedades se aprovechan para hacer variar el valor de la resistencia de un circuito eléctrico y permiten una medida por medio de un puente de Wheatstone y de un galvanómetro.

El esquema eléctrico de los dos tipos de aparatos está representado en la figura 598. Con *F* se han señalado las resistencias de comparación, con *E* las resistencias variables activas y con R un reóstato para la regulación de la tensión de alimentación; *L* es una lámpara reguladora automática de la tensión de alimentación y *P* un potenciómetro que hace variar la tensión aplicada en relación a la composición del combustible empleado.

Para evitar la influencia de las variaciones de humedad del aire atmosférico, las resistencias de comparación están puestas siempre en un ambiente saturado de vapor de agua (o sea en presencia de agua), o bien se encierran herméticamente en celdas de vidrio. Para evitar tam-

bién la influencia de las variaciones de temperatura del aire externo y de los gases de escape, tanto las celdas de la resistencia activa como las de la resistencia de comparación son lamidas por los gases de escape.

Los dos aparatos difieren entre sí esencialmente en el circuito del gas. *En el aparato de conductibilidad térmica* el gas es enviado a la celda de la resistencia activa por medio de una tubería herméticamente cerrada y es suficientemente refrigerado, deshidratando y filtrado, antes de tomar contacto con la resistencia. Para impedir que exista un efecto de ventilación, el gas debe circular en la celda muy lentamente y por ello la celda está *dispuesta en paralelo sobre el conducto del gas.* La conductibilidad térmica del gas determina el grado de refrigeración de las resistencias y por lo tanto su resistividad.

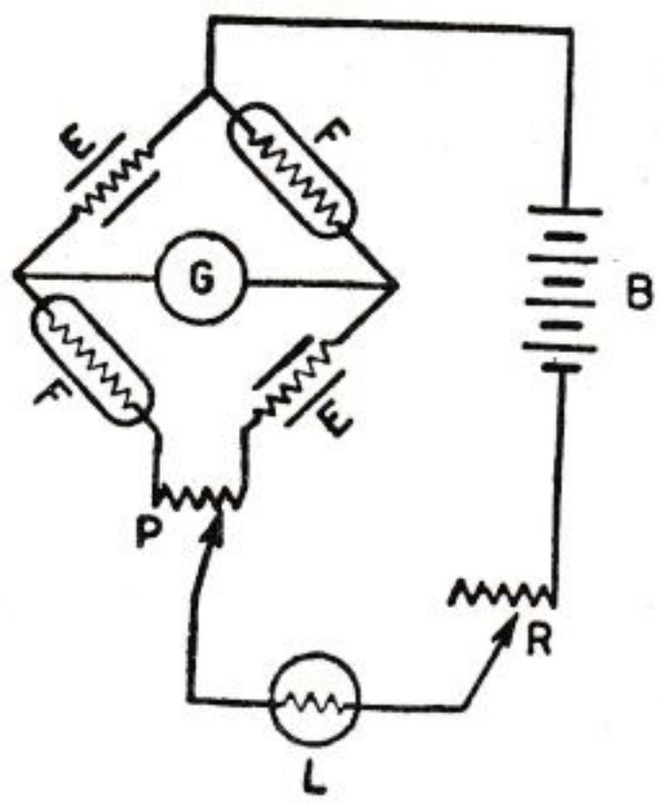


FIG. 598. — Esquema del circuito eléctrico de los analizadores de gases de escape.

En el aparato de catálisis el gas se mezcla con aire para que pueda ocurrir la reacción. *La celda está dispuesta en serie sobre el conducto* y en ella el gas y el aire circulan activamente alrededor de la resistencia de platino, con velocidad que se mantiene constante por medio de una válvula automática reguladora de presión. La resistividad de la resistencia activa varía por efecto del aumento de la temperatura que la reacción termoquímica del gas en combustión provoca en ella.

Estos aparatos tienen la escala del galvanómetro graduada directamente en relación aire/combustible. Están construidos en dimensiones bastante reducidas y a menudo se instalan a bordo de los aviones para el control de la dosificación durante el vuelo.

XXXV. 7. Medida del número de octano y de cetano

En el párrafo V. 3 ya hemos señalado los métodos de medida del N.O. de combustible. Hemos dicho que la medida se obtiene por medio de motores monocilíndricos de dimensiones y características unificadas y según normas también unificadas.

En estos motores la relación de compresión puede variarse gradualmente hasta el valor en el cual se verifica la detonación; ésta viene de-

tectada por medio de un pequeño aparato eléctrico del que hemos descrito sumariamente el funcionamiento (fig. 599).

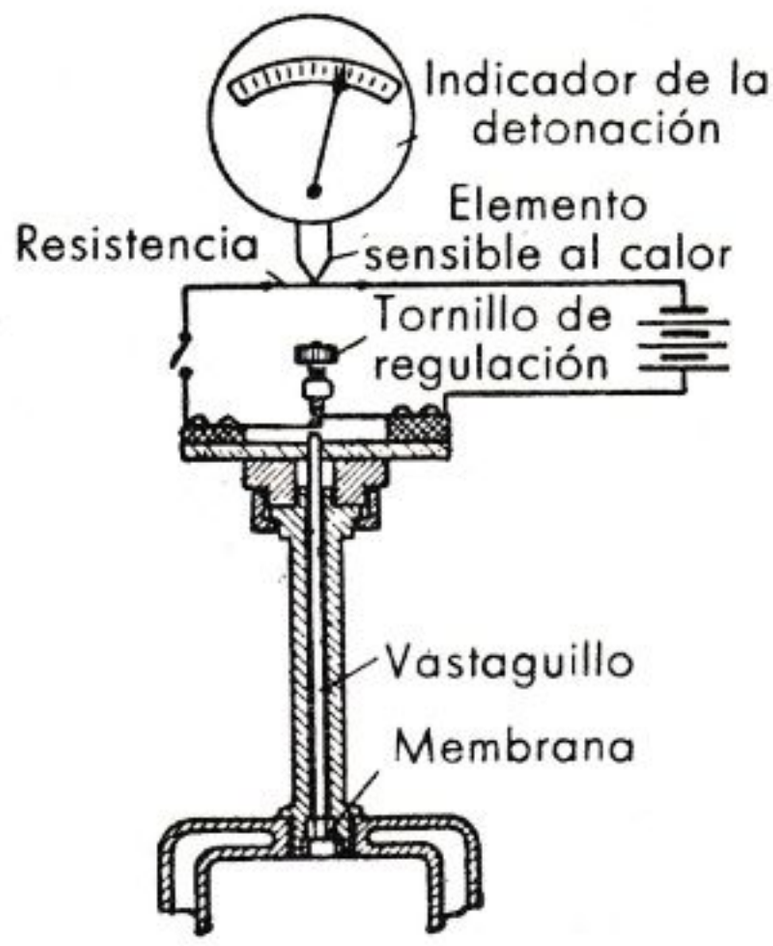


FIG. 599. — Aparato revelador y medidor de la detonación.

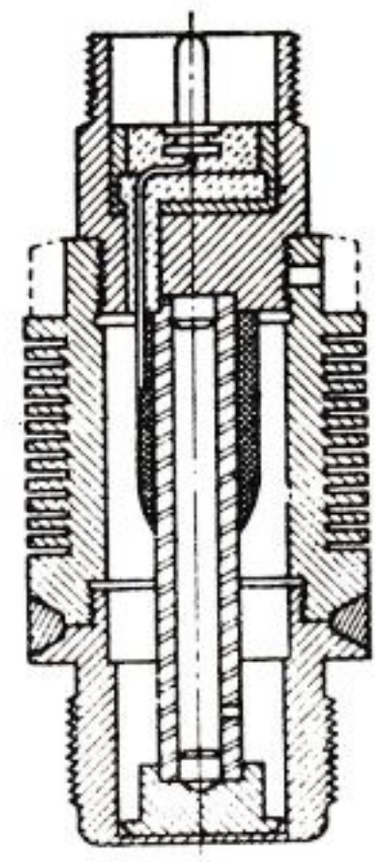


FIG. 600.—Revelador de detonación magnético.

Desde hace algunos años en los motores CFR el revelador de detonación de empuje a saltos ha sido sustituido por un revelador magnético unido al correspondiente amplificador. La tensión de salida de este último se mide en un milivoltímetro (fig. 600).

El monocilindro más usado es de la Waukesha Motor Comp., construido tomando como base las normas establecidas para la Cooperative Fuel Research Committee of the American Society of Automotive Engineers y conocido con la sigla C.F.R.

También se emplea el motor de la Ethyl Gasoline Corporation (en los Estados Unidos).

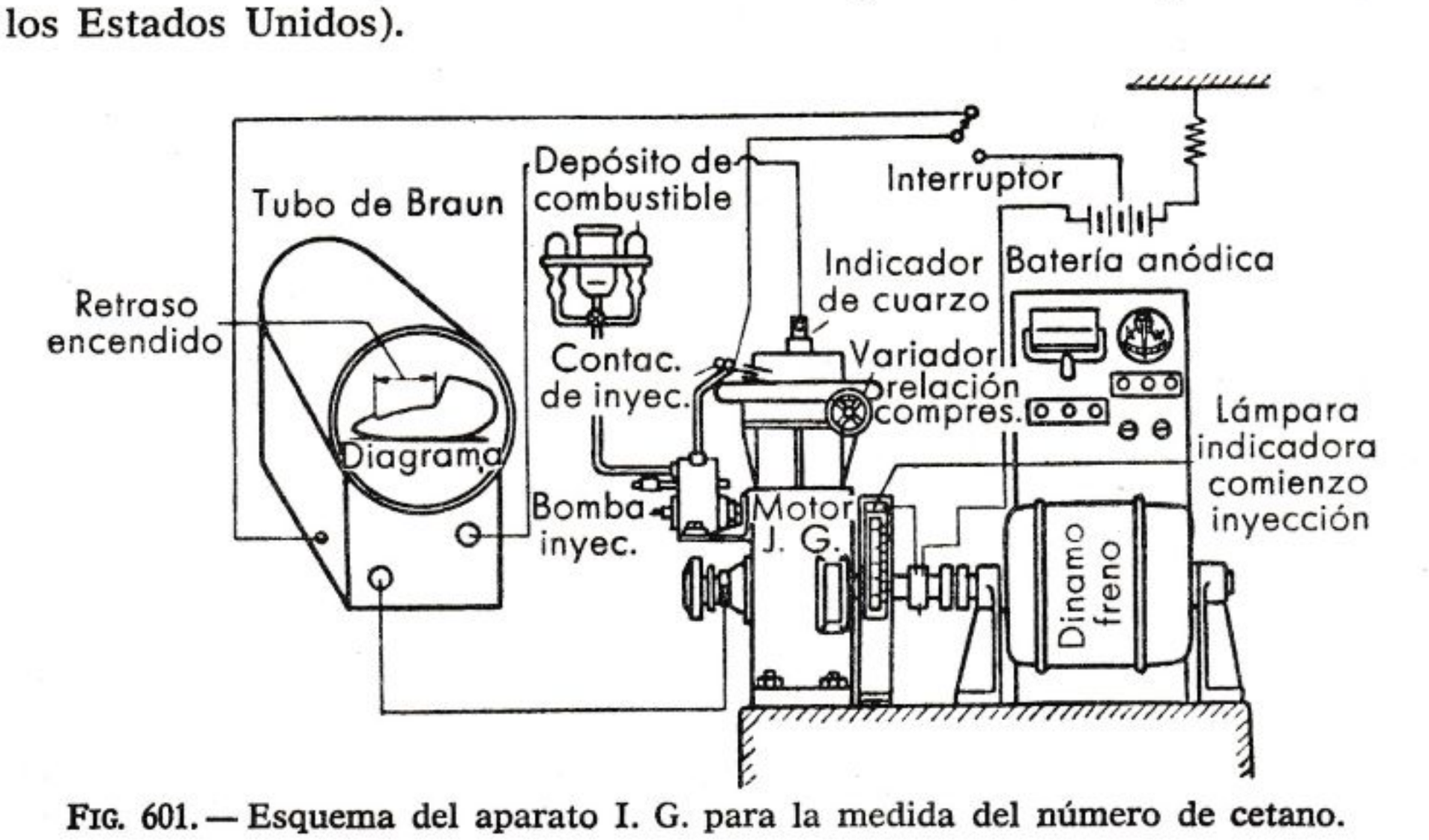


FIG. 601. — Esquema del aparato I. G. para la medida del número de cetano.

Los procedimientos de prueba seguidos generalmente son los métodos *Motor* y *Research;* la tabla XVI comprende los datos característicos relativos al motor C.F.R.

La diferencia entre estos dos sistemas reside en el número de revoluciones al cual se efectúa la prueba, en la temperatura de entrada del aire, en la de calentamiento de la mezcla y en el adelanto al encendido.

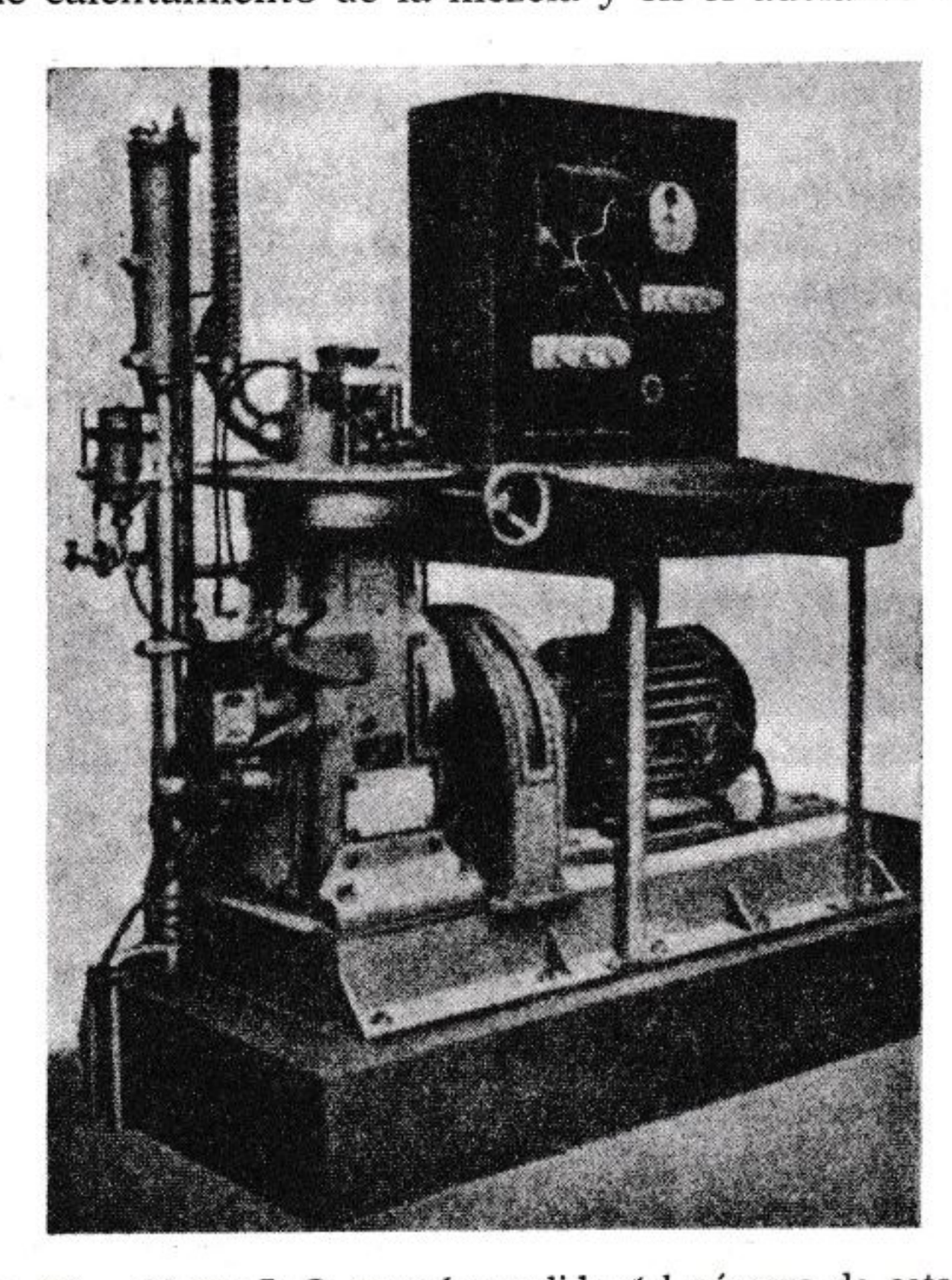


FIG. 602. — Motor I. G. para la medida del número de cetano.

Los valores de N.O. por ellas obtenidos son algo diferentes: por lo general, los valores correspondientes al **método Research** son más elevados que los obtenidos con el **método Motor.**

La diferencia entre los dos N.O. se llama «sensibilidad» de la gasolina (en inglés «sensitivity»). Ella indica cómo las características antidetonantes de la gasolina se resienten de las condiciones de funcionamiento del motor, en particular de la temperatura de la mezcla y del número de revoluciones de aquél.

Así, por ejemplo, a igualdad de N.O. Research (N.O.R.), una gasolina con mayor «sensibilidad» tendrá mayor facilidad para detonar a velocidades elevadas del motor que una con «sensibilidad» más baja.

Por esta razón, mientras que las gasolinas se clasifican para todos

los fines comerciales tomando como base el N.O. Research, para definir de una manera más completa las características antidetonantes es necesario conocer también el N.O. Motor (N.O.M.).

Para los carburantes de aviación, después de la segunda guerra mundial, se han unificado métodos de valoración del N.O., los cuales, a pesar de servirse del método CFR, difieren de los métodos anteriormente señalados por haber adoptado condiciones de funcionamiento más próximas a las reales de utilización de los carburantes en los motores de aviación.

Esos son los métodos «*Aviation*» y «*Supercharge*» y sirven para valorar las características antidetonantes de las gasolinas de aviación, el primero en las condiciones de mezcla pobre análogas a las que se tienen en el vuelo a velocidad de crucero, el segundo en las condiciones de mezcla rica y de sobrealimentación análogas a las que se tienen en el despegue.

A igualdad de número de octano puede también suceder que las fracciones ligeras y las fracciones pesadas no tengan el mismo comportamiento: sucederá que las propiedades antidetonantes estén mal distribuidas a lo largo de la curva de destilación de la gasolina. Por esta razón los cilindros son alimentados con fracciones de gasolina con diferente N.O.

Para tener en cuenta estos fenómenos se están introduciendo nuevas técnicas de valoración de la gasolina como la D.O.N. (Distribution Octane Number) que consiste en la determinación del N.O. propio solamente de la fracción ligera o la valoración del N.O. de la destilación a 80° ó 100°.

De lo dicho queda patente la dificultad de predecir en el laboratorio el comportamiento de una gasolina en el motor. Y por ello están en estudio importantes métodos con pruebas sobre vehículos.

El N.O. definido por este método se le designa con las siglas R.O.N.

Para medir el número de Cetano (fig. 601) se usan generalmente motores monocilíndricos de la I.G. (fig. 602) y C.F.R. Con estos motores se comparan los retardos al encendido mediante medidas eléctricas y obtención de ciclos con el oscilógrafo de rayos catódicos (tubo de Braun).

En Alemania se sigue también el sistema HWA (Heereswafen Amt) que analiza no el retardo al encendido, sino la facilidad de arranque en función de la cantidad de aire de alimentación. Haciendo variar la depresión de alimentación se obtienen diversos valores de compresión y de temperatura del aire mientras que se mantiene fijo el cuantitativo de combustible inyectado; se efectún 10 grupos de 3 inyecciones a un segundo una de la otra, con un intervalo de 20 segundos entre grupo y grupo. Los números de Cetano obtenidos con este procedimiento no son directamente comparables con los de los otros sistemas; en general son algo más elevados.

Las tablas XVII y XVIII comprenden las principales características de los tres métodos.

TABLA XVII. — *Monocilindros para la valoración del número de octano (N.O)*

Tipo de monocilindro	C.F.R. Cooperative Fuel Research Committee of the American Society of Automotive Eng.	
Constructor	Waukesha Motor Company Waukesha Wisconsin (USA)	
Método	Motor	Research
Diámetro mm	82,6	82,6
Carrera mm	114,3	114,3
Cilindrada cm^3	613	613
Relación de compresión variable	4,0÷10,0	4,0÷10,0
Régimen r.p.m.	900	600
Adelanto al encendido	Automático, variable con la relación de compresión entre 19° y 26°	Constante (13°)
Precalentamiento mezcla	150°	Liberado
Temp. entrada aire	37,8	52
Temp. agua de refrigeración	100°	100°
Temp. aceite	57°	57°

TABLA XVIII. — *Monocilindros para la valoración del número de cetano (N.C.)*

Tipo de monocilindro	I.G. Farbenindustrie	HWA Heereswafen Amt	C.F.R.
Constructor	Motorenwerke Mannheim	Humboldt Deutz	Waukesha Motor Company
Diámetro mm	95	120	82,6
Carrera mm	150	170	114,3
Cilindrada cm^3	1063	1920	613
Tipo de cámara	inyección directa	inyección directa	a turbolencia
Régimen r.p.m.	900	940	900
Temp. agua de alimentación °C	20	80	66
Temp. agua de refrigeración °C	100	70	100
Adelanto al encendido	20°	30°	13°

TABLA XIX. — *Características de funcionamiento y constructivas de los motores endotérmicos alternativos*

Empleo	Aviación		Autovehículos			Instalaciones fijas y marinas (Motores lentos)	
Ciclo	Otto	Diesel	Otto	Otto (Gas)	Diesel	Diesel	Otto (Gas)
Presiones de alimentación kg/cm² — Sobrealiment.	1,3÷2						
Presiones de alimentación kg/cm² — Aliment. natur.	0,9÷0,95	1	0,9	0,9	0,95	0,9	0,95
Presión de compresión ..... kg/cm²	8÷12	30÷60	8,5÷13	12÷14	35÷45	10÷18	30÷40
Presión de combustión ..... kg/cm²	30÷60	55÷100	38÷52	40÷50	55÷70	20÷40	60÷70
p_e ..... kg/cm²	8÷17	6÷11	6,5÷10	5÷6,5	5÷75	4÷6,5	4,5÷7
Relación de compresión	5,5÷7,5	12÷20	6÷9	7÷10	14÷22	6÷10	12÷14
Temperatura de aspiración ..... °C	—55÷+50	—55÷÷50	—20÷+50	—20÷+50	—20÷+50	—	—
Temp. comienzo compresión ... °C	50÷160	50÷100	80÷160	80÷160	80÷100	80	70
Temp. fin compresión ..... °C	250÷400	500÷800	600÷650	680÷750	850÷1000	400÷600	850÷1000
Temperatura de combustión ... °C	2000÷2500	1500÷2200	2000÷2500	1600	1800	1000÷1500	1800
Temperatura gas escape ..... °C	800÷1000	500÷700	650÷750	650÷750	450÷600	500÷650	400÷600
Consumos de combustible . g/CV h	180÷275	160÷180	200÷320	—	160÷220	—	150÷180
Consumos de lubricante ... g/CV h	4÷8	4÷8	1÷4	1÷4	2÷4	1÷4	1÷4
Potencia específica ..... CV/l	22÷65	25÷40 (2 T)	20÷55	15÷25	13÷30 (2 T)	1,2÷4,5	1,5÷4,5
Peso específico ..... kg/CV	0,400÷0,800	0,700÷0,900	2÷4	4÷6	4÷8	25÷80	18÷75
Rendimiento global	0,33÷0,22	0,38÷0,34	0,30÷0,19	0,27÷0,20	0,38÷0,28	0,28÷0,23	0,41÷0,34
$\mu = \frac{C}{D}$	0,9÷1,15	1÷1,2	0,8÷1,35	1÷1,4	1÷1,4	1,3÷1,9	1÷1,8
$\lambda = \frac{r}{L}$	0,2÷0,25	0,2÷0,25	0,22÷0,29	0,22÷0,29	0,22÷0,28	0,25÷0,27	0,20÷0,27
R.p.m.	2000÷3500	1400÷3000	3600÷6000	3400÷4600	1700÷4000	100÷600	100÷500
Velocidad media del pistón ... m/s	10÷15	10÷13	9÷14	9÷13	8,5÷13	3÷6	4,5÷6

ÍNDICE ALFABÉTICO DE MATERIAS

A

Aceites minerales, 152.
— vegetales, 153.
Aceleración, 306.
— del pistón, 206.
— escalonada, 324.
— negativa. Distribución, 287.
— — máxima, 309.
— positiva. Distribución, 287.
— y distribución de la mezcla, 95.
Acoplamiento Bendix, 459.
Adelanto automático, 344.
— de encendido, 344.
— fijo, 344.
— por depresión. Variador, 345.
Aditivos, 152.
— antidetonantes, 91.
— detergentes, 153.
Aire atmosférico, 107.
Alcohol etílico, 104.
— metílico, 104.
Alcoholes, 86.
Alimentación con gas metano, 378.
— con gases licuados, 381.
Alzada del plato, 305.
— de las válvulas, 276.
Análisis de los gases de escape, 742.
Ángulo de abertura del camón, 285.
— — de la válvula, 285.
— de solape, 164.
Antidetonantes, 341.
Aparato de Geiger, 734.
— de Orsat, 742.
— de presión intermitente, 543.
Área mínima de paso de las válvulas, 280.
Aros, 416.
— de compresión, 419.
— elásticos, 419.
— rascadores de aceite, 419.
— recogedores de aceite, 419.
Arrancador de disparo, 394.
Arrancador de inercia, 462.
Arranque, 95.
— a mano, 458.
— a pedal, 458.
— con aire comprimido, 464.
— del motor, 457.
— de los motores lentos, 594.
— directo, 459.
— en frío, 360.
— —. Calibre del mínimo, 363.
— —. Marcha al mínimo, 363.
— por inercia, 459.
Asentamiento del motor, 716.
Aspiración. Turbina de combustión, 649.
Autoencendido, 338.
Autoinducción, 389.

B

Balance térmico, 128.
Balancines de la válvula, 282.
Bancada, 413.
Barrido, 296.
—. Coeficiente teórico, 301.
—. Rendimiento cualitativo, 301.
— — cuantitativo, 301.
— — efectivo, 301.
— Válvulas, 300.
— combinado, transversal y de lazo, 297.
— de aire puro, 473.
— de corrientes encontradas, 296.
— de lazo sistema Schnürle, 296.
— de tres corrientes, 296.
— de vuelta, 296, 299.
— del cilindro, 294.
— en los motores de 2 tiempos. Rendimiento, 300.
— por inercia, 303.
— transversal, 296.
— uniflujo, 297.

Batería, 387, 401, 403.
—. Electrólito, 402.
—. Masa activa, 402.
—. Sulfatación, 404.
— al plomo. Entretenimiento, 403.
Benzol, 86, 104.
Biela, 421.
Bloque de cilindro, 407.
— — integral, 408.
Bobina de inducción, 394.
Bomba con válvula de derrame, 552.
— de aceite, 452.
— de agua, 438.
— de barrido, 586.
— de circulación de agua centrífuga, 591.
— — — volumétrica, 591.
— de émbolo rotativo, 546, 547, 550.
— de engranajes. Caudal, 453.
— de husillos, 593.
— de inyección, 543.
— — de membrana, 355.
— de paletas, 355.
— de pistones, 586.
— de válvula de derrame, 546.
Bombita de aceleración, 364.
Bujías, 398.
— calientes, 399.
— de incandescencia, 534.
— frías, 399.
Bulón, 416, 418.
Burbujas de vapor. Formación, 95.

C

Cabeza o plato de las válvulas, 276.
Cadena cinemática de la distribución, 304.
Calor, 22.
— específico, 31.
— latente de vaporización, 97.
— sustraído con la refrigeración, 184.
— total desarrollado en la combustión, 110.
Cámara Comet, 534.
— con disposición mixta de las válvulas, 351.
— de acumulación, 535.
— de bulbo, 351.
— de combustión, 346.
— —. Resistencia al envejecimiento, 347.
— — y sus características principales, 526.
Cámara de elevada turbulencia con válvulas laterales, 351.
— de inyección directa, 526.
— de precombustión o antecámara, 532.
— de tipo Ricardo, 351.
— discoidal, 351.
— en el émbolo (tipo Heron), 350.
— hemisférica, 350.
— separada, 526.
— trapezoidal lateral, 350.
— triangular, 350.
Camisas, 408.
Camón, 304.
—. Cresta, 284.
—. Flancos, 283.
—. Trazado del perfil del, 285.
— de arco de círculo, 305.
— — — y flancos rectilíneos, 307.
— para taqué de plato, 310.
Cantidad de calor disipada por un radiador, 444.
— de gases residuales, 336.
Caña de las válvulas, 276.
Carburador, 112, 352.
—. Conductos de admisión, 371.
—. Convertidor, 383.
—. Difusor, 357.
—. Diversos tipos, 365.
—. Mezclador, 383.
—. Principios de su funcionamiento, 356.
—. Relación de su mezcla, 358.
—. Surtidor, 357.
—. Válvula de mariposa, 357.
— aspirado, 378.
— de aire antagonista Solex-Weber, 360.
— — suplementario Krebs - Pallas, 360.
— de calibre compensador Zenith, 358.
— en los motores de aviación, 375.
— — sobrealimentados. Instalación, 378.
— soplado, 378.
Carburadores de inyección, 375, 376.
— de petróleo, 370.
— especiales, 369.
— horizontales, 365.
— invertidos, 365.
— verticales, 365.
Carga del cilindro, 294.
— del muelle de las válvulas, 288.
Carrera, 8.

Carrete de Ruhmkorff, 389.
Caudal de una bomba de engranajes, 453.
Ciclo aire-combustible de los motores alternativos, 45, 46.
— Brayton, 645.
— —. Rendimiento térmico ideal, 646.
— de aire de los motores alternativos, 46.
— de Carnot, 42.
— de la turbina de combustión. Cálculo, 649.
— Diesel real y teórico, 72.
— — teórico, 52.
— ideal de los motores alternativos, 45.
— indicado previsto, 82.
— — y presión media indicada, 66.
— mixto de Sabathé, 55.
— Otto. Diferencia de forma, 69.
— —. Disociación en la combustión, 71.
— —. Tiempo de abertura de la válvula de escape, 70.
— — real y teórico, 69.
— — teórico, 49.
— teórico de la turbina de combustión a presión constante, 645.
Ciclos reales, 66.
— — de los motores alternativos, 45, 47.
— teóricos de los motores alternativos, 45.
— térmicos, 40.
Cierre de las válvulas, 162.
Cigüeñal, 424.
Cilindrada de los motores con pistones rotativos, 700.
Cilindros, 406.
—. Bloque de los, 407.
—. Camisas húmedas, 410.
—. Camisas secas, 410.
— independientes, 412.
Circuito de refrigeración, 590.
— primario. Magneto, 389.
— secundario. Magneto, 390.
Circulación del aceite lubricante, 449.
— forzada, 136, 449.
— por termosifón, 137.
Coeficiente de rozamiento, 146.
— teórico de barrido, 301.
Cojinete, 427.
— Michell, 585.
Colector, 372.
Combustibles, 85.
—. Alquilación, 102.
—. Hidrogenización, 102.
—. Peso específico, 97.
—. Poder calorífico, 98.
—. — — inferior, 98.
—. — — superior, 98.
—. Polimerización, 101.
—. Prueba de filtrabilidad, 100.
— gaseosos, 85.
— líquidos, 86.
— sólidos, 85.
Combustión. Cámara de, 346.
—. Frente de llama, 333.
—. Turbina, 651.
—. Variaciones, 336.
— a presión constante del ciclo Diesel, 73.
— de los motores de encendido por chispa, 383.
— en el motor de E.C., 519.
— normal, 333, 338.
— no instantánea, 69.
— y tiempo de encendido, 195.
Compresor Elliot-Lysholm, 606.
— Roots, 605.
— centrífugo, 602.
— —. Sobrealimentación, 601.
— de lóbulo, 601, 604.
— de paletas, 603, 607.
— de pistones, 603, 607.
— volumétrico, 604.
— —. Sobrealimentación, 601.
Condensador, 392.
Consumo de aire, 730.
— de combustible, 728.
— específico, 113.
— — de los motores de 4 tiempos, 174.
— — — de encendido, por compresión, 177.
Corriente unifluja en espiral, 298.
Cresta del camón, 284.
Cuba de nivel constante, 356.
Culatas, 411.
— independientes, 411.
Curvas características, 158.
— de destilación, 95.

D

Deflector, 295.
Delco, 394.
— y encendido por batería, 394.

Depurador de gravedad de los gasógenos, 385.
Desaireador, 550.
Desnivel térmico, 41.
Detonación. La, 339, 340, 522.
—. Límite de la, 347.
Diagrama de arcos de sinusoide, 313.
— de trayectos de aceleración constante, 311.
— del par motor, 213.
— de la alzada. Aceleración, 286.
— —. Velocidad, 286.
— de la presión en función del desplazamiento angular del eje para un motor de 4 tiempos, 77.
— indicado, 66.
— — en función del ángulo de la manivela para un motor de dos tiempos, 80.
— polinomial, 311, 315.
— T-S. Entropía y calor, 30
Diámetro, 8.
Diferencia de forma del ciclo Otto, 69.
Difusión, 540.
Dilución del aceite del cárter, 96.
Dimensiones del cilindro, 186.
Dinámico. Equilibrado, 235.
Dinamotor, 462.
Disociación, 110.
— de los productos de la combustión del ciclo Diesel, 73.
— en la combustión del ciclo Otto, 71.
Dispositivo de adecuación, 119.
Distribución, 274.
—. Motores de 2 tiempos, 294.
— con correderas, 274.
— con válvulas accionadas mecánicamente, 594.
— — — neumáticamente, 594.
— — automáticas, 594.
Distribuidores, 392.
— rotativos, 274.
Dosificación de combustible, 546.
— del combustible, 539.

E

Economizadores, 364.
Ecuación de la energía (motores endotérmicos), 26.
Eje cigüeñal, 424.
Eje de la distribución, 285.
— del camón, 286.
Electrólito. Batería, 402.
Elemento de acumulador, 401.
Elliot-Lysholm. Compresor, 606.
Encendido, 387.
—. Adelanto de, 344.
— a baja tensión, 387.
— de alta tensión, 387.
— electrónico, 387.
— por batería y delco, 394.
— por magneto, 389.
— superficial, 338, 339.
Energía, 21.
— cinética, 25.
— de transición, 21.
— interna, 25.
— mecánica, 21, 25.
— potencial, 21, 25.
— térmica, 21.
Entalpía, 27, 35.
Entropía y calor en el diagrama T-S, 30.
Epicicloide, 691.
Epitrocoide, 689, 691.
Equilibrado, 231.
—. Motores de 2 cilindros en línea y de 4 tiempos, 246.
— — de 4 cilindros en línea y de 4 tiempos, 248.
— — de 6 cilindros en línea y de
— 4 tiempos, 249.
— del eje cigüeñal, 234.
— del motor en algunos casos particulares, 243.
— de la fuerza alterna de primer orden, 238.
— dinámico, 235.
— estático, 234.
Escalas de viscosidad. Tabla, 150.
Estabilidad de funcionamiento del motor, 190.
Estado termodinámico, 23.
Estator de perfil trocoide, 689.
Excitación de las oscilaciones de torsión del eje cigüeñal, 266.
Expansión. Turbina de combustión, 652.
Extracorriente de abertura, 389.

F

Filtros, 452.
— de cartucho, 454.

Filtros de seguridad de los gasógenos, 385.
— para el aceite, 454.
— para el aire, 353.
Flancos del camón, 283.
Flecha del muelle, 329.
Fluido activo, 5.
— etilo, 92.
— operante, 107.
Fluviómetro, 728.
Frecuencia de primer orden, 263.
— de segundo orden, 263.
— de las vibraciones de los muelles, 327.
— propia de oscilación, 258.
Freno Brotherhood, 719.
— de corrientes parásitas, 724.
— electrodinámico, 724.
— Froude, 718.
— Junkers, 719.
— Ranzi, 719.
Frenos aerodinámicos, 727.
— eléctricos, 723.
— hidráulicos, 718.
Fuerzas alternas de inercia, 209, 210.
— — de segundo orden, 240.
— — de primer orden. Motores de 8 cilindros en V de 90° y de 4 tiempos, 251.
— — — orden de los motores en doble estrella, 255.
— — — orden de los motores en simple estrella, 255.
— — — y segundo órdenes. Motor monocilíndrico de 4 y de 2 tiempos, 245.
— — del segundo orden. Motores de 8 cilindros en V de 90° y de 4 tiempos, 263.
— — — orden de los motores en doble estrella, 256.
— — — orden de los motores en simple estrella, 255.
— —. Motor menocilíndrico de 4 y de 2 tiempos, 245.
— —. Motores de 8 cilindros en V de 90° y de 4 tiempos, 250.
— — de las partes rotativas de los motores en doble estrella, 255.
— — de los motores en simple estrella, 254.
— de inercia, 183.
— resultantes. Diagrama, 211.
Funcionamiento de los motores Diesel, 525.
Funcionamiento estable, 192.
— inestable, 192.

G

Gas metano, 379.
— —. Alimentación con, 378.
— permanente, 107.
Gases de escape. Análisis, 742.
— — . Pruebas, 740.
— licuados, 85, 104.
— —. Alimentación con, 381.
— perfectos, 33.
— —. Relaciones de los, 34.
— —. Transformaciones, 36.
— — — a presión constante, 37.
— — — a volumen constante, 36.
— — — isentrópica o adiabática reversible, 38.
— — — politrópicas, 39.
— permanentes, 85.
Gasógenos, 85, 384.
—. Depurador de gravedad, 385.
—. Filtro de seguridad, 385.
—. Mezclador, 385.
— de corriente ascendente, 385.
— — descendente, 385.
— — transversal, 385.
Gasoil, 86.
Gasolina, 86, 88, 101.
— sintética, 102.
Geiger. Aparato de, 734.
Gomas actuales, 99.
— potenciales, 99.
Goteo, 555.
Gradiente de inyección, 539.
— de presión, 336.
Grado de acidez, 151.
— de adelanto, 391.
— de carbonización y punto de inflamabilidad, 151.
— de irregularidad. Volante, 220.
— de relleno, 301.
— Engler, 149.
— premium, 152.
— térmico, 399.
Grupo Ward Leonhard, 725.

H

Hidrocarburos, 86, 87.
— saturados, 87.
Hipocicloide, 691.

Hipotrocoide, 689, 691.
Huelgo. Válvulas, 289.

I

Imán rotativo. Magneto, 393.
Indicador de máxima Farnborough, 736, 738.
— — Okill, 735.
— de Watt, 736.
Indicadores de máxima, 735.
— eléctricos, 739.
— ópticos, 737.
— para motores lentos, 736.
— — — rápidos, 737.
Índice de viscosidad, 150.
— Diesel, 94.
Inducción electromagnética, 388.
— mutua, 389.
Inducido fijo. Magnetos, 392.
— rotativo, 390.
— —. Magnetos, 392.
Inercia. Arrancador de, 462.
Intercambiadores de calor, 666.
— refrigerantes, 592.
Interruptor de masa, 392.
Inversión de marcha. Órganos para la, 595.
Inyección, 112, 116, 539.
— cutánea, 493.
— — o inyección a baja presión, 376.
— de gasolina, 559.
— mecánica, 540.
— —. Aparatos, 542.
— neumática, 540, 566.
— por tiempos, 493.
Inyector, 554.
Inyector-bomba, 544, 557.
Isoctano, 87, 104.
Isoparafinas, 87.

K

Keroseno, 86.

L

Límite de la detonación, 347.
Línea térmica, 28.
Lubricación, 144.
—. Sistemas, 156.
Lubricación de los motores lentos, 592.
— fluida, 146.
— forzada, 156.
— límite, 146.
— por cuchara, 156.
— por dosificación, 157.
— por medio de mezcla aceite-combustible, 157.
— por salpicadura, 156, 449.
Lubricantes. Clasificación, 154.
—. Consideraciones sobre su uso, 155.

M

Magneto, 387, 390.
—. Circuito cerrado, 389.
— —. secundario, 390.
—. Encendido por, 389.
— de inducido fijo, 392.
— — rotativo, 392.
Manómetros, 735.
Máquinas con pistón rotativo. Tipos, 687.
— epitrocoidales, 692.
— hipotrocoidales, 677.
— trocoidales. Principios de su funcionamiento, 691.
Masas activas de la batería, 402.
— circulares, 208.
— dotadas de movimiento alterno, 208.
Mecanismo de la distribución, 429.
Medida de las presiones, 734.
— en peso, 729.
— volumétrica, 728.
Medidores de presión, 735.
Metal antifricción, 427.
— blanco, 428.
Método Aviation, 746.
— Motor, 745.
— Research, 745.
— Supercharge, 746.
Mezcla aire-combustible, 112.
Mezclador de láminas, 568.
— de los gasógenos, 385.
Microindicadores, 737.
Micromotores hasta 50 cm.^{3}, 478.
Momento excitante, 258.
— motor medio, 217.
Motocompresores de pistón libre, 685.
— Pescara, 685.
Motor. Arranque del, 457.

Motor a chorro, 675.
— alternativo. Carga, 19.
— —. Velocidad, 19.
— —. — y carga, 19.
— compuesto, 683.
— 4 tiempos. Orden de encendido, 242.
— de cabeza caliente, 621.
— de E. C. Combustión, 519.
— — —. Picado, 521.
— de petróleo, 620.
— de 3 lumbreras, 467.
— descentrado, 223.
— elástico, 192.
— estable, 192.
— Fiat Boghetto, 475.
— Hesselmann, 475.
— monocilíndrico, 371.
— — de 4 y de 2 tiempos. Fuerzas alternas del primero y segundo órdenes, 245.
— — de 4 y de 2 tiempos. Fuerzas centrífugas, 245.
— Rolls-Royce Derwent, 679.
— rotativo NSU-Wankel, 704.
— Wankel, 707.
— —. Resultados, 712.
Motores alternativos. Ciclos reales, 45.
— —. — teóricos, 45.
— —. Clasificación, 12.
— Compound, 493.
— con cilindros en U, 469.
— con pistones contrapuestos, 468.
— de aviación. Carburador, 375.
— — alternativos, 492.
— de cabeza caliente, 507, 517.
— de combustión externa, 3.
— — interna, 3.
— de 2 cilindros en línea y de 4 tiempos. Equilibrado, 246.
— de 4 cilindros en línea y de 4 tiempos. Equilibrado, 248.
— de 6 cilindros en línea y de 4 tiempos. Equilibrado, 249.
— de 8 cilindros en V de 90º y de
— 4 tiempos. Fuerzas alternas del primer orden, 251.
— — — en V de 90º y de 4 tiempos. Fuerzas alternas del segundo orden, 253.
— — — en V de 90º y de 4 tiempos. Fuerzas centrífugas, 250.
— de 2 tiempos, 473.
— — —. Distribución, 294.
Motores de 2 tiempos. Sobrealimentación, 650.
— — — de E.B., 466.
— de 4 tiempos, 471.
— de E.B., 112.
— — policarburantes, 466.
— EC, 112, 507.
— de encendido por compresión, 5, 16.
— — —. Sobrealimentación, 599.
— — por chispa, 5, 14, 509.
— — —. Características, 477.
— — —. Combustión de los, 333.
— — —. Órganos principales, 405.
— de inyección de gasolina, 466, 470.
— de motocicletas medias, 479.
— Diesel, 507.
— —. Aparato de inyección, 514.
— —. Esquemas, 512.
— —. Funcionamiento, 525.
— —. Órganos auxiliares, 515.
— — de 4 y de 2 tiempos, 510.
— — lentos, 508.
— — medios, 507.
— — rápidos, 507, 509.
— DKM, 702, 703.
— endotérmicos, 3.
— —. Admisión, 9.
— —. Ciclo operativo, 8.
— —. Combustión, 10.
— —. Compresión, 9.
— —. Ecuación de la energía, 26.
— —. Escape, 10.
— —. Expansión, 10.
— —. Pruebas de aceptación, 716.
— —. — experimentales, 715.
— en doble estrella. Fuerzas alternas del primer orden, 255.
— — —. Fuerzas alternas del segundo orden, 256.
— — —. Fuerzas centrífugas de las partes rotativas, 255.
— — —. Fuerzas centrífugas de las partes rotativas, 255.
— en simple estrella. Fuerzas alternas del primer orden, 255.
— — —. Fuerzas alternas del segundo orden, 255.
— — —. Fuerzas centrífugas, 254.
— KKM, 702, 703.
— lentos. Arranque, 594.
— —. Estructura fija, 574.
— —. Grupos de refrigeración, 590.
— —. Indicadores, 736.

Motores lentos. Órganos de su distribución, 585.
— —. — del sistema biela-manivela, 580.
— — de doble efecto, 516.
— para aplicación marina, 630.
— para automóviles, 481.
— para autovehículos industriales, 616.
— para instalaciones fijas, 638.
— para motocicletas pesadas, 479.
— para motos ligeras y scooter (hasta 175 cm.³, 478.
— para motovehículos, 478.
— para scooter, 478.
— para tracción agrícola, 620.
— — ferroviaria, 625.
— pluricilíndricos. Reparto de sus ciclos, 217.
— policarburantes de E. B., 474.
— rápidos. Indicadores para, 737.
— rotativos, 686.
— semi-Diesel, 507.
Movimiento del pistón, 201.
— de la válvula. Análisis, 322.
— oscilatorio de disturbio, 323.
— — de las válvulas, 318.
— pericicloidal, 692.
— real de la válvula, 316.
Muelle de la válvula, 326.
— —. Resonancia, 327.

N

Nodo, 260.
—. Vibración, 263.
Nonato, 109.
Número crítico de revoluciones, 267.
— de cetano, 92, 94, 522, 746,
— de octano, 89.
— — en carretera, 90.
— — y de cetano. Medida del, 743.
— de revoluciones, 188, 195.
— y disposición de los cilindros, 189.

O

Orden de encendio. Motor de 4 tiempos, 242.
Órganos auxiliares de los motores rápidos y medios, 589.
— de refrigeración, 438.
Órganos principales de los motores medios, 572.
— — — rápidos, 569.
Oscilaciones de torsión del eje cigüeñal, 264.
— propias de flexión del eje cigüeñal, 269.
— — de torsión de un sistema con volantes, 260.
— — del eje, 258.
Oxidación, 151.

P

Par de reacción, 233.
— motor, 123.
—. Diagrama, 213.
Pararrayos, 392.
Penetración del chorro, 539.
Pérdidas de calor, 69.
— de potencia, 171.
— por bombeo del ciclo Diesel, 73.
Peso de la carga introducida, 195.
Petróleo pesado, 86.
— refinado, 86.
Picado, 522.
—. Fenómeno, 89.
— en el motor de E. C., 521.
Pímetros, 734.
Pistón escalonado, 295.
— separado, 295.
Pistones, 416.
Plano acotado de consumos, 174.
— tetraetilo, 91.
Poder antidetonante de los carburantes, 89.
Politrópicas. Valores de su exponente, 62.
Postencendidos, 339.
Potencia, 22.
— al freno. Medida de la, 717.
— de despegue, 500.
— efectiva o potencia al freno, 121.
— indicada, 74, 120.
Preencendido, 339.
— progresivo, 339.
Presión. Gradiente de, 336.
— de abertura, 556.
— máxima de despegue, 500.
— media de un ciclo, 61.
— — efectiva, 125.
— — indicada, 68.
Principio de equivalencia, 22.
Pruebas de los gases de escape, 740.
Puesta a punto, 394.

Pulverización, 539.
Punto de congelación, 151.
— de inflamabilidad y grado de carbonización, 151.
— muerto inferior (P.M.I.), 8.
— — superior (P.M.S.), 8.

R

Radiador. Cantidad de calor disipada por un, 444.
— de panal, 444.
— tubular, 442.
Radiadores, 442.
Rampa de aproximación, 290.
Refrigeración, 131.
—. Cálculo de la cantidad de calor que se ha de disipar, 132.
—. Regulación, 142.
— por agua, 135.
— por aire, 138.
Regulación, 539.
— automática. Sistemas, 561.
— continua de marcha, 194, 562.
— de marcha, 194, 562.
— de máxima o de seguridad, 561.
— de seguridad, 194.
— y reguladores, 193.
Relación carrera: diámetro, 184.
— de combustión a presión constante, 54.
— — a volumen constante, 58.
— de compresión, 177, 195.
— de mezcla, 109.
— estequiométrica, 108.
— volumétrica de compresión, 8, 51.
Rendimiento adiabático efectivo del compresor, 648.
— — — de la turbina, 648.
— cualitativo, 301.
— cuantitativo de barrido, 301.
— del barrido en los motores de 2 tiempos, 300.
— del ciclo real. Turbinas de gas, 648.
— de la combustión, 648.
— efectivo de barrido, 301.
— indicado, 68, 126.
— indicado, η_i, 731.
— mecánico, 123, 127.
— — η_m, 730.
— térmico ideal, 126.
— — —. Ciclo Brayton, 646.
Rendimiento termodinámico, 126.
— total η, 730.
— — de un motor, 127.
— volumétrico, 127, 160.
— — η_v, 731.
— de encendido, 340, 519, 523.
Roots. Compresor, 605.
Rotor de perfil trocoide, 689.
Ruptor, 391.

S

Serie aromática, 88.
— nafténica, 88.
— olefínica, 88.
— parafínica o alifática, 87.
Sistema de biela madre y bieletas, 230.
— de flujo continuo, 24.
— — intermitente, 24.
— de lubricación, 156.
— HWA (Heereswafen Amt), 746.
— particulares biela-manivela, 229.
Sobrealimentación, 182.
— de los motores de 2 tiempos, 610.
Starter, 362.
Sulfatación. Baterías, 404.

T

Taqué de plato, 282.
— de rolete, 282.
— de las válvulas, 276, 282.
— hidráulicos, 430.
Termostatos, 447, 448.
Tiempos de abertura, 162.
— — de la válvula de escape del ciclo Otto, 70.
Toma de aire dinámica, 354.
Tonalidad térmica o potencial térmico, 111.
Torsiómetros, 718.
Trabajo de bombeo, 71.
— inútil. Turbina de combustión, 652.
Transformación adiabática, 49.
— a presión constante de los gases perfectos, 37.
— a volumen constante, 49.
— — — de los gases perfectos, 36.
— isentrópica, 49.
— — o adiabática reversible de los gases perfectos, 38.

Transformación politrópica de los gases perfectos, 39.
Trazado del perfil de un camón, 285.
Turbina de combustión. Aspiración, 649.
— —. Expansión, 652.
— —. Trabajo inútil, 652.
— — a presión constante, 643.
— — a volumen constante, 644.
— — interna, 675.
— de compresión, 651.
— —. Compresor axial, 657.
— de gas, 670.
— —. Cámaras de combustión, 660.
— —. Compresor centrífugo, 655.
— —. Intensidad de combustión, 661.
— —. Medida de su potencia y empuje, 731.
— —. Órganos principales, 655.
— —. Pruebas, 733.
— —. Rendimiento de la combustión, 661.
— — para aviones, 682.
Turbinas axiales, 663.
Turbocompresores, 608.
Turbohélices, 682.
Turbomáquinas, 670.
Turbomotor de turbina motriz separada, 671.
— de un solo eje, 672.
— lento, 670.
— rápido, 670.
Turborreactores, 675.
—. Potencia de empuje, 677.
— de doble flujo o turboventilador, 681.
Turbosoplantes o turbocompresores, 601.

U

Untuosidad del lubricante, 146.

V

Válvulas, 436.
—. Alzada, 276.
—. Ángulo de su abertura, 285.
—. Área mínima de paso, 280.
—. Balancines, 282.
—. Cabeza o plato, 276.
—. Caña, 276.
—. Carga de su muelle, 288.
—. Huelgo, 289.
—. Movimiento oscilatorio, 318.
Válvula. Movimiento real, 316.
—. Muelles de las, 326.
—. Taqué, 276, 282.
—. Velocidad media del gas a través de las, 281.
— de aspiración, 437.
— de barrido, 300, 588.
— de correderas, 300.
— de discos, 588.
— — o de láminas, 300.
— de plato, 274.
— en cabeza, 486.
— en culata, 276, 430.
— laterales, 276, 429, 486.
Variadores de adelanto, 566.
— — por depresión, 345.
Velocidad de alzada, 305.
— de combustión, 334.
— de golpe, 290.
— de traslación, 334.
— del pistón, 203.
— de la llama, 335.
— —. Humedad, 336.
— —. Presión, 336.
— —. Relación de mezcla, 336.
— —. Temperatura, 336.
— —. Turbulencia, 335.
— media del gas a través de la válvula, 281.
— — del pistón, 183, 205.
— y carga del motor alternativo, 19.
Ventiladores, 447.
Vibraciones con un nodo, 263.
— de torsión y de flexión, 237.
— del motor, 233.
Viscosidad cinemática, 149.
— de los lubricantes, 148.
— Engler, 149.
— Redwood, 149.
Saybolt, 149.
— Stokes, 149.
Vicosímetros, 148.
Volantes, 218.
— generador magneto, 397.
Volatilidad, 95.
Volumen de la cámara de combustión, 8.
— desalojado por el pistón o cilindrada, 8.
— total del cilindro, 8.

Z

Zumbido de la aspiración, 354.

OTRAS OBRAS DE INTERES

Neuber
MECANICA TECNICA
3 vols.
I - Estática II - Elastostática y Teoría de la Resistencia de Materiales y III - Cinética

Bouteille
LOS MANDOS LOGICOS POR FLUIDOS Y LA AUTOMATIZACION INDUSTRIAL

Redondo
MAQUINAS - HERRAMIENTAS DE CONTROL NUMERICO

M. Rossi
MAQUINAS - HERRAMIENTAS MODERNAS
(6ª edición)

M. Rossi
ESTAMPADO EN FRIO DE LA CHAPA
(8ª edición)

L. Gazzaniga
ROSCAS Y TORNILLOS

E. Scoriazza
LA HERRAMIENTA Y FACTORES DIVERSOS PARA UNA RAPIDA PRODUCCION

F. Massero
MANUAL DEL AJUSTADOR MECANICO

F. Massero
MANUAL DEL TORNERO Y FRESADOR

EDITORIAL DOSSAT, S.A.

ASSIM SUMUS